

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НА ТЕМУ:

**«ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВОДОКІЛЬЦЕВИХ ВАКУУМНИХ
НАСОСІВ ДОЇЛЬНИХ АГРЕГАТІВ»**

Виконав:

здобувач освітнього ступеня «Магістр»
освітньо-професійної програми
«Агроінженерія» спеціальності 208
«Агроінженерія» денної форми навчання
ЗАВАЛЕЦЬКИЙ Сергій Сергійович

Керівник:

канд. техн. наук, доцент
БОНЧИК Віталій Семенович

Оцінка захисту:

Національна шкала _____

Кількість балів _____

Шкала ECTS _____

« _____ » _____ 2025 р.

Допускається до захисту:

« _____ » _____ 2025 р.

Гарант освітньо-професійної програми «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія», канд. техн. наук, доцент

ДУГАНЕЦЬ Василь Іванович

м. Кам'янець-Подільський, 2025

ЗМІСТ

	Стор
Завдання на виконання кваліфікаційної роботи.....	5
Анотація.....	6
Реферат.....	7
Перелік умовних скорочень, термінів, символів, позначень.....	8
ВСТУП.....	9
1 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ВОДОКІЛЬЦЕВИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ ДОЇЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ЇХ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	12
1.1 Конструктивні особливості вакуумних насосів доїльних агрегатів і чинники, що визначають їх надійність.....	12
1.2 Основні положення оцінки безвідмовності елементів водокільцевого вакуумного насоса.....	21
1.3 Методи ресурсних випробувань водокільцевого вакуумного насоса.....	26
Висновки та завдання досліджень.....	27
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ НАСОСА НА НАВАНТАЖЕННЯ КРИЛЬЧАТКИ.....	29
2.1 Визначення моменту опору обертанню крильчатки.....	29
2.2 Оцінка навантаженості лопатки крильчатки.....	31
2.3 Експериментальне дослідження впливу режиму роботи насоса на деформації лопатки.....	33
Висновки до другого розділу.....	35
3 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ БЕЗВІДМОВНОСТІ І ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КРИЛЬЧАТКИ.....	37
3.1 Аналіз напружено-деформованого стану крильчатки за допомогою методу кінцевих елементів.....	37
3.2 Особливості комп'ютерної реалізації МЖЕ при аналізі крильчатки.....	39
3.3 Аналіз результатів дослідження крильчатки.....	42

3.4 Обґрунтування параметрів крильчатки з умов забезпечення безвідмовності.....	48
Висновки до третього розділу.....	53
4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЧИННИКІВ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ НАСОСА.....	54
4.1 Методика проведення порівняльних експериментальних досліджень.....	54
4.2 Експериментальна оцінка впливу параметрів крильчатки на продуктивність насоса.....	58
4.3 Уточнення методики проектувального розрахунку продуктивності насоса.....	62
Висновки до четвертого розділу.....	65
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ І ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НАСОСА.....	67
5.1 Методика виміру залишкових деформацій лопатки.....	67
5.2 Методика проведення прискорених ресурсних випробувань насоса.....	72
Висновки до п'ятого розділу.....	76
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	77
6.1 Правила охорони праці при роботі з доїльною установкою.....	77
6.2 Карта безпеки праці вакуумної установки.....	80
6.3 Порядок дій працівників у разі настання надзвичайної ситуації.....	82
Висновки до шостого розділу.....	84
7 ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ І РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	85
7.1 Рекомендації по обґрунтуванню параметрів насоса для забезпечення вакуумом доїльної установки.....	85
7.2 Розрахунок економічного ефекту від підвищення ресурсу агрегату індивідуального доїння МДА – 1.....	86
Висновки до сьомого розділу.....	90
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	92
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	94

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін
Освітній ступінь «Магістр»
Спеціальність 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
доцент _____ Василь ДУГАНЕЦЬ
« _____ » _____ 2025 р

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Здобувачу ЗАВАЛЕЦЬКОМУ Сергію Сергійовичу

1. Тема роботи: «Обґрунтування параметрів водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів»
2. Керівник роботи: БОНЧИК Віталій Семенович, доцент
Затверджено наказом по закладу вищої освіти «Подільський державний університет» від «04» квітня 2025 року, № 355с
Строк подання здобувачем закінченої роботи «24» листопада 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи:

1. Завдання на кваліфікаційну роботу
2. Науково-технічна література з ремонту доїльних агрегатів
3. Авторські свідоцтва і патенти на винаходи
4. Результати наукових досліджень

4. Зміст пояснювальної записки:

Вступ

1. Аналіз надійності водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів та обґрунтування їх технічних параметрів
2. Дослідження впливу конструктивних параметрів і режимів роботи насоса на навантаження крильчатки
 3. Теоретичне дослідження безвідмовності і обґрунтування параметрів крильчатки
4. Дослідження впливу конструктивно-технологічних чинників на продуктивність насоса
5. Експериментальна оцінка довговічності і обґрунтування параметрів насоса
 6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях
7. Практичні рекомендації і розрахунок економічної ефективності
Загальні висновки по роботі
Список використаних джерел
Додатки

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

1. Тема кваліфікаційної роботи, прізвище доповідача та керівника, рік захисту
2. Актуальність теми роботи та проблема дослідження
3. Мета, об'єкт, предмет дослідження
4. Завдання роботи
 5. Агрегат індивідуального доїння з лопатевим насосом
 6. Схема вакуумної установки оснащеної лопатевим вакуумним насосом

7. Збільшення щільності сітки в місцях наявності концентраторів
 8. Впливи товщини лопатки поліпропіленової крильчатки на пружні деформації
 9. Схема стенду для проведення випробувань водокільцевого вакуумного насоса агрегату індивідуального доїння
 10. Вид випробуваних варіантів крильчатки
 11. Залежність продуктивності насоса від часу
 12. Залежність продуктивності водокільцевого насоса від температури рециркуляційної води
 13. Схема водокільцевого вакуумного насоса
 14. Показники економічної ефективності
 15. Загальні висновки по роботі
6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Консультант з нормоконтролю	ДЕВІН В.В., доцент		

Дата видачі завдання «04» квітня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділів кваліфікаційної роботи	Строк виконання розділів роботи		Підпис керівника
		планово	фактично	
	Вступ	15.04.25	15.04.25	
1	Аналіз надійності водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів та обґрунтування їх технічних параметрів	12.05.25	12.05.25	
2	Дослідження впливу конструктивних параметрів і режимів роботи насоса на навантаження крильчатки	05.06.25	05.06.25	
3	Теоретичне дослідження безвідмовності і обґрунтування параметрів крильчатки	30.06.25	30.06.25	
4	Дослідження впливу конструктивно-технологічних чинників на продуктивність насоса	18.09.25	18.09.25	
5	Експериментальна оцінка довговічності і обґрунтування параметрів насоса	15.10.25	15.10.25	
6	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	31.10.25	31.10.25	
7	Практичні рекомендації і розрахунок економічної ефективності	04.11.25	04.11.25	
	Загальні висновки по роботі	06.11.25	06.11.25	
	Список використаних джерел	18.11.25	18.11.25	
	Додатки	24.11.25	24.11.25	

Здобувач

Керівник

Сергій ЗАВАЛЕЦЬКИЙ

Віталій БОНЧИК

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі магістра представлено технічне рішення, щодо забезпечення надійності водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів шляхом обґрунтування їх технічних параметрів. Позитивний результат досягається завдяки використанню поліпропіленових крильчаток для комплектації водокільцевих вакуумних насосів агрегатів індивідуального доїння МДА-1.

THE SUMMARY

The master's qualification work presents a technical solution to ensure the reliability of water-ring vacuum pumps of milking units by substantiating their technical parameters. A positive result is achieved through the use of polypropylene impellers for the assembly of water-ring vacuum pumps of individual milking units MDA-1.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра складається з пояснювальної записки, виконаної машинописним способом на 96 аркушах формату А4, яка вміщує 7 розділів, 6 таблиць, 34 рисунки, 24 найменування використаних джерел і презентаційного матеріалу на 15 аркушах.

Метою кваліфікаційної роботи є забезпечення надійності водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів шляхом обґрунтування їх технічних параметрів.

У роботі проведені дослідження використання поліпропіленових крильчаток для комплектації водокільцевих вакуумних насосів агрегатів індивідуального доїння МДА-1.

Експериментальними дослідженнями впливу фізичних властивостей матеріалу крильчатки і температури рециркуляційної води на продуктивність водокільцевого вакуумного насоса встановлена залежність, за допомогою якої обґрунтована необхідна кількість лопаток крильчатки.

Для прогнозування ресурсу розроблена методика проведення прискорених ресурсних випробувань вакуумного насоса з поліпропіленової крильчаткою на деформаційну і втомну пошкодження.

Річний економічний ефект отриманий від підвищення ресурсу насоса, зниження собівартості і підвищення технологічності виробництва крильчатки склав 9600,67 грн. на один агрегат.

Ключові слова: ДОЇЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ВАКУУМНИЙ НАСОС, КРИЛЬЧАТКА, ВІДНОВЛЕННЯ, СОБІВАРТІСТЬ, ЕФЕКТИВНІСТЬ.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ,
ТЕРМІНІВ, СИМВОЛІВ, ПОЗНАЧЕНЬ

Скорочення	Розшифровка скорочень
КРМ	Кваліфікаційна робота магістра
ЕК	Екзаменаційна комісія
ПЕОМ	Персональна електронно-обчислювальна машина
ДСТУ	Державний стандарт України
ККД	Коефіцієнт корисної дії
ВВН	Водокільцевий вакуумний насос
МЖС	Матриця жорсткості системи
МЖЕ	Матриця жорсткості елементів

ВСТУП

Актуальність теми. Досвід експлуатації вітчизняних сільськогосподарських агрегатів свідчить про їх недостатню надійність. Головний вплив на надійність машини в цілому здійснюють основні (базові) елементи, які є ресурсовизначаючими, оскільки вони випробовують значні динамічні навантаження, які призводять до відмов. Відповідно до чинного законодавства з питань захисту прав споживачів (Закон України №1253 «Про захист прав покупців сільськогосподарських машин»), базовий елемент машини повинен відпрацювати увесь амортизаційний період 10 років (10...15 тис. мото-годин), в іншому випадку - підприємство-виробник повинно усунути відмову. Використання існуючих методів розрахунку не дозволяє досить точно оцінити довговічність базових елементів машини. Тому підвищення довговічності сільськогосподарських агрегатів, а також створення перспективних моделей з високими ресурсними показниками можливе лише на основі науково обґрунтованих рекомендацій, які виходять з глибокого вивчення процесів зносу і накопичення втомних відмов елементів.

Водокільцеві насоси доїльних агрегатів, оснащені сталевими крильчатками, мають довговічність, що не відповідає сучасним вимогам, а відмови в експлуатації і час, що витрачається на незапланований ремонт і технічне обслуговування таких насосів, можуть призводити не лише до значних збитків, але і чинити негативний вплив на здоров'я сільськогосподарських тварин. Тому виявлення причин і закономірностей виникнення відмов деталей водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів, розробка способів прискореної оцінки надійності їх елементів, дослідження шляхів підвищення довговічності при мінімальних витратах при експлуатації доїльних агрегатів є актуальними проблемами.

Мета і завдання досліджень. Метою дипломної роботи є забезпечення надійності водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів шляхом обґрунтування їх технічних параметрів.

Для досягнення поставленої мети визначені наступні завдання дослідження:

- провести оцінку надійності вакуумних насосів і виявити чинники, що визначають його працездатність;
- досліджувати вплив технічних параметрів на продуктивність насоса з розробленою крильчаткою;
- провести оцінку навантаженості і досліджувати вплив параметрів розробленої крильчатки на безвідмовність насоса;
- досліджувати деформаційне і втомне пошкодження і оцінити ресурс водокільцевого вакуумного насоса з крильчаткою з поліпропілену;
- розробити практичні рекомендації по забезпеченню надійності і продуктивності водокільцевого вакуумного насоса доїльного агрегату.

Об'єкт дослідження - процеси виникнення відмов і зв'язок продуктивності водокільцевого вакуумного насоса доїльного агрегату з технічними параметрами.

Предмет дослідження - підвищення надійності і обґрунтування параметрів водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів.

Методи дослідження. Для досягнення поставленої мети і рішення поставлених завдань дослідження застосовані методи математичного моделювання і звичайно-елементного аналізу з використанням комп'ютерних технологій, методи прискорених ресурсних випробувань, методи теорії вірогідності і математичної статистики.

Практичне значення. Практичне значення отриманих результатів роботи полягає в наступному:

- встановлені нові закономірності виникнення поступових деформаційних відмов поліпропіленової крильчатки водокільцевого вакуумного насоса;

– отримана уточнена залежність продуктивності водокільцевого вакуумного насоса від температури рециркуляційної води і фізичних властивостей матеріалу крильчатки;

– створена математична модель прогнозування ресурсу крильчатки з поліпропілену, в якій уперше враховані характеристики залежності деформації повзучості від напрацювання.

– підвищена надійність і понижена собівартість доїльного агрегату МДА - 1, результати досліджень впроваджені в СТОВ АФ «Нефедівське» Кам'янець-Подільського району Хмельницької області, з економічним ефектом 20 тис. грн. в рік;

Впровадження результатів дослідження. Результати роботи впроваджені в навчальний процес на кафедрі технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін по дослідженню використання поліпропіленових крильчаток для комплектації водокільцевих вакуумних насосів агрегатів індивідуального доїння МДА-1.

Особистий внесок здобувача вищої освіти. Основні результати роботи отримані автором самостійно. Постановка проблеми і задач дослідження та їх аналіз виконаний автором спільно з керівником.

Особисто здобувачем розроблена методика, за допомогою якої визначаються параметри водокільцевих насосів з поліпропіленовими крильчатками для забезпечення заданої продуктивності вакуумної лінії.

Публікації. За матеріалами роботи опубліковано 2 статті у збірниках матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та молодих науковців ЗВО «ПДУ» і Житомирського агротехнічного фахового коледжу у 2025 році.

1 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ВОДОКІЛЬЦЕВИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ ДОЇЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ЇХ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

1.1 Конструктивні особливості вакуумних насосів доїльних агрегатів і чинники, що визначають їх надійність

У розвитку сільського господарства країни основним напрямом є підвищення продуктивності праці, технічного рівня виробів, поліпшення якості, надійності і довговічності машин. Основою росту продуктивності праці є технічний прогрес, що полягає в швидкій розробці і впровадженні нової техніки, раціональному її використанні, поліпшенні якості, надійності і довговічності машин. Тому збільшення періоду безвідмовної роботи і підвищення довговічності машин і окремих механізмів є найважливішим народногосподарським завданням [1-6].

Проблема забезпечення надійності - одна з основних при створенні нової сільськогосподарської техніки. Надійність [7] є комплексною властивістю і включає властивості безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності і зберігання. Безвідмовна робота (експлуатаційна надійність) машини, залежить від її конструктивної досконалості, якості виготовлення, рівня технічної експлуатації і міри відновлення при капітальному ремонті. Найбільш важливо відразу ж на першому етапі створити надійну конструкцію, яка не зажадала б істотного поліпшення в процесі серійного виробництва [8-14]. З цією метою необхідно вивчити досвід експлуатації і характеристики надійності сільськогосподарських агрегатів-аналогів, виконати необхідні розрахунки на стадії проектування, провести комплекс прискорених і експлуатаційних випробувань [15].

У зв'язку з розвитком фермерства і появою молочних ферм чисельністю від трьох до десяти корів виникла необхідність в створенні компактних доїльних

агрегатів, обладнаних одним або двома апаратами і вакуумною силовою установкою.

Однією з основних конструктивних ланок доїльної установки є вакуумна лінія [14], у якій при роботі доїльних апаратів створюється розрідження (робочий вакуум) величиною $49...52 \pm 2,66\%$ (51-48 кПа залишковий тиск). Величина робочого вакууму в підсосковому просторі доїльної склянки істотно впливає на молоковіддачу корів і на увесь процес машинного доїння.

Зменшення цієї величини призводить до зміни технічних показників доїльних апаратів, до порушення стереотипу доїння і гальмування рефлексу молоковіддачі, а отже, до зниження продуктивності майстра машинного доїння і продуктивності корів.

При збільшенні робочого вакууму тварини випробовують незвичні, і навіть больові відчуття, що може привести до захворювання вимені. Крім того, під дією високого вакууму склянки наповзають на соски, перекривають молочні канали, через що корови не повністю видоюються. В той же час доїння корів при стабільному робочому вакуумі, окрім усунення вищеперерахованих недоліків, сприяє виробленню у корів стійкого рефлексу молоковіддачі [15].

Величина робочого вакууму залежить від багатьох чинників і в першу чергу від продуктивності вакуумного насоса, герметичності магістрального вакуумного трубопроводу, перерізу магістрального трубопроводу, підсосів повітря через вузли доїльних апаратів.

Повітряна установка доїльної машини призначена для створення в системі розрідження (вакууму) шляхом відкачування повітря. Вона виконує роль силової трансмісії між двигуном і робочими органами - доїльними склянками. Установка [12] складається з повітряного насоса, балона ресівера, регулятора розрідження, вимірника тиску, системи трубопроводів з арматурою і двигуна. Рівень розрідження, необхідний для роботи доїльних апаратів і транспортування молока по молокопроводу, підтримується в системі регулятором розрідження і контролюється за допомогою вимірювального приладу, який встановлюється на

повітропроводі. Для усунення пульсації розрідження в систему включені балон і ресівер. Останній одночасно служить і для збору з труб конденсату, а також води при промиванні повітропроводу.

Повітряні насоси діляться на ротаційні, поршневі і інжекторні. Ротаційні насоси, які застосовуються для механізації доїння у свою чергу підрозділяються на лопатеві, водокільцеві та ін. Більшість вітчизняних і зарубіжних виробників засобів механізації тваринницьких ферм [12] і комплексів таких як «DeLaval» (Швеція), «Westfalia» (Німеччина) «Брацлав» (Україна) та ін. оснащують свої вакуумні лінії тангенціально-лопатевими ротаційними насосами (рис.1.1).



Рисунок 1.1 - Агрегат індивідуального доїння з лопатевим насосом

Робочий процес лопатевого вакуумного насоса (рис. 1.2) протікає таким чином. При обертанні ротора лопатки під дією відцентрової сили притискаються до робочої поверхні циліндричної камери. Оскільки він розташований ексцентрично відносно осі циліндричної камери, лопатки, переміщаючись в його пазах, або віддаляються від осі, або наближаються до неї. При роботі таких насосів відбувається інтенсивне тертя пластин на корпусі насоса, що призводить до підвищеного зносу[13].

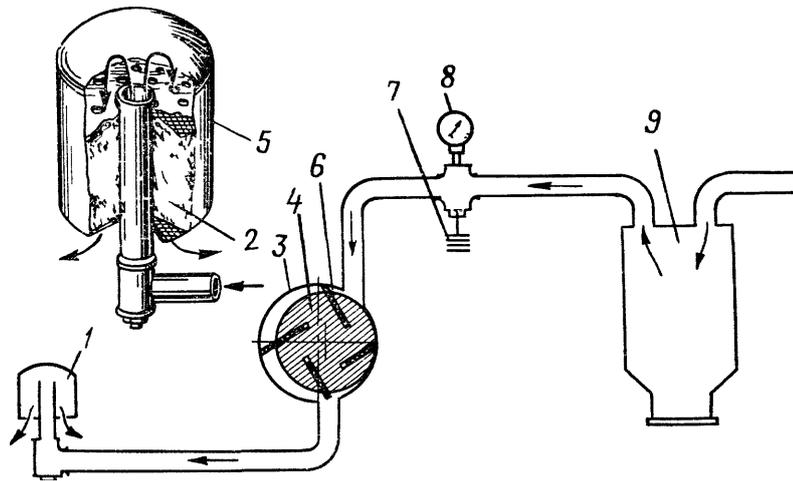


Рисунок 1.2 - Схема вакуумної установки оснащеної лопатевим вакуумним насосом

- 1 – глушник, 2 - скляна вата, 3 - статор, 4 - ротор, 5 - корпус глушника,
 6 - лопатка 7 - регулятор розрідження в системі, 8 - вакуумметр;
 9 - повітряний балон.

Інформація про відмови таких насосів [13] свідчить, що 60% усіх відмов доводиться на пластини ротора і при напрацюванні в 2400 год. у спостережуваних 50-ти насосах з цієї причини було зафіксовано 110 відмов, що свідчить про низький рівень безвідмовності насоса і призводить до значних експлуатаційних витрат. Нормативний термін служби доїльної установки 7 років, це означає, що доїльні установки повинні відпрацювати не менше 15 тис. год., а доїльні установки для залу не менше 30 тис.год. При цьому зупинка доїльної установки не повинна перевищувати час між доїннями, тобто 3 години.

Застосування водокільцевих вакуумних насосів (ВВН) у складі доїльних агрегатів (рис.1.3) має ряд переваг [16]: ВВН відрізняються простотою конструкції, низьким рівнем шуму, що дуже важливо для процесу доїння, а також для обслуговування насоса не потрібно висококваліфікований персонал. Конструкція ВВН передбачає проміжки між корпусом насоса і лопатями крильчатки, таким чином, виключений знос лопаток крильчатки.



Рисунок 1.3 - Агрегат індивідуального доїння МДА-1 з водокільцевим вакуумним насосом

Проте утворення накипу на поверхні сталеві крильчатки в процесі експлуатації насоса істотно обмежує його ресурс. Фізика відмови проявляється в тому, що накип, що утворився, досягши певних розмірів заповнює проміжок між крильчаткою і корпусом насоса, приводячи тим самим до появи тертя, ковзання, зниженню продуктивності насоса і можливості його заклинювання. На рис. 1.4 представлена крильчатка насоса, що пропрацювала у фермерському господарстві 180 годин, де вже помітні нерівності, утворені накипом.

Для усунення цього негативного чинника, а також для спрощення технологічного процесу виготовлення крильчатки доцільно використовувати прогресивний матеріал, на поверхні якого не утворювався б накип. Аналіз літературних джерел [15] показав, що одним з кращих матеріалів для виготовлення крильчаток водокільцевого вакуумного насоса доїльного агрегату є поліпропілен. Він відрізняється низькою щільністю, достатньою міцністю, що у поєднанні з низькою вартістю і високою технологічністю робить використання поліпропілену конструктивно і економічно вигідним.

Основні механічні властивості цього матеріалу відповідають наступним показникам: щільність $\rho_{ПП} = 910 \text{ кг/м}^3$; межа міцності $\sigma_B = 25 \text{ МПа}$; умовна межа витривалості $\sigma_{y.1} = 2,5 \text{ МПа}$;



Рисунок 1.4 - Сталева крильчатка водокільцевого вакуумного насоса

Проте у зв'язку з особливостями міцнісних, деформаційних і термоізоляційних характеристик поліпропілену, які значною мірою відрізняють його від сталі, виникає необхідність в обґрунтуванні застосування цього матеріалу і визначенні параметрів крильчатки, які забезпечать необхідний рівень надійності і ефективності насоса.

Водокільцеві вакуумні насоси є технічними системами, основними конструктивними елементами яких є корпус, облопачений диск (крильчатка), вал, а робочим середовищем - вода і повітря. Схема роботи насоса представлена на рис. 1.5. Робочий процес водокільцевого насоса полягає в тому [11, 17], що при обертанні крильчатки в корпусі утворюється рідинне кільце, що обертається. Ротор відносно корпусу насоса розташований ексцентрично, і тому лопатки крильчатки то занурюються в рідинне кільце до самої маточини, то частково виходять з нього, утворюючи вільний простір. При виході лопаток з рідинного кільця через збільшення вільного об'єму в камери між сусідніми лопатками всмоктується повітря через впускні вікна в торцевих кришках. Потім при повороті ротора, повітря, що знаходиться в міжлопатковому просторі, стискується рідинним кільцем, що наближається до маточини крильчатки і при

поєднанні з нагнітальним вікном витісняється в нього. Тепло, що виділяється при стискуванні повітря і терті між шарами води і корпусом насоса, формує температурний режим в системі і впливає на рівень продуктивності насоса. Для підтримки температури на заданому рівні в систему безперервно вводиться охолоджена рідина, яка, поступаючи в рідинне кільце, витісняє воду, що нагрілася, в нагнітальне вікно разом із стислим повітрям.

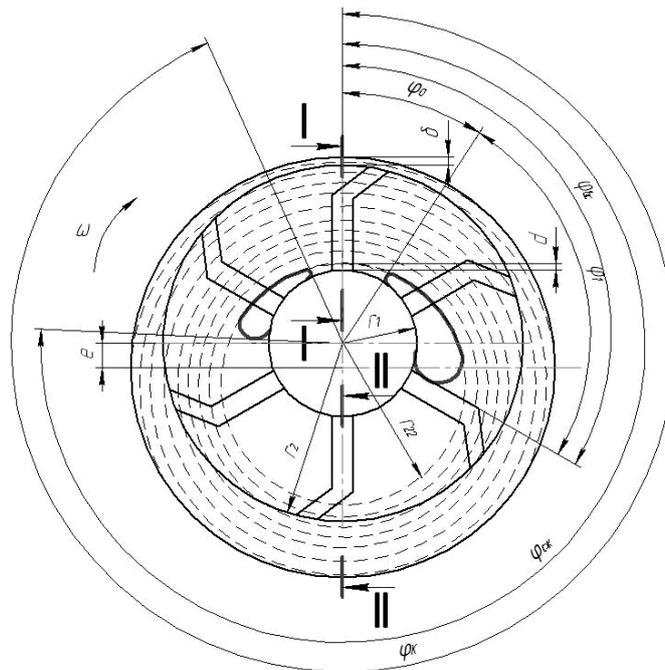


Рисунок 1.5 - Принципова схема насоса

Відповідно до проведених досліджень[16] ефективна потужність на валу насоса включає потужність, що витрачається на переміщення рідинного кільця і складається з потужності, що витрачається на подолання сил тертя при русі рідини в міжлопатковому просторі (тертя кільця об внутрішню поверхню корпусу і внутрішнього тертя рідини в кільці), і потужності, що витрачається на подолання сил тертя і втрат на вході і виході рідини.

Працездатність водокільцевого насоса забезпечується при виконанні наступної умови :

$$r_1 \leq r_{22} \leq r_2, \quad (1.1)$$

де r_1 - радіус маточини робочого колеса; r_2 - зовнішній радіус робочого колеса; r_{22} - відстань від центру крильчатки до внутрішньої поверхні рідинного кільця (рис. 1.5), який визначається наступною залежністю:

$$r_{22} = r_2 \sqrt{\frac{v^2}{k_1^2} + \frac{4 \cdot \xi \cdot \varepsilon \cdot k_2}{\psi} + \frac{2 \cdot \xi \cdot \delta \cdot (k_2 - 0,5)}{\psi}}, \quad (1.2)$$

де v - відношення радіусу маточини до зовнішнього радіусу крильчатки :

$$v = \frac{r_1}{r_2}; \quad (1.3)$$

Δ - величина, що характеризує відношення мінімального проміжку між лопатками крильчатки і корпусом насоса δ і зовнішнім радіусом крильчатки :

$$\Delta = \frac{\delta}{r_2}; \quad (1.4)$$

ξ - відношення ширини крильчатки до ширини корпусу насоса :

$$\xi = \frac{b_0}{b}; \quad (1.5)$$

ε - відношення ексцентриситету e до зовнішнього радіусу крильчатки :

$$\varepsilon = \frac{e}{r_2}; \quad (1.6)$$

k_1 і k_2 - швидкісні коефіцієнти, що враховують наступні параметри:

$$k_1 = \frac{r_1}{r_1 + d}; \quad (1.7)$$

d - проміжок між маточиною крильчатки і внутрішнім радіусом рідинного кільця (рис.2.1);

$$k_2 = \frac{\left(1 - v^2 + \delta \cdot \frac{\xi}{\psi}\right) \psi}{2\xi(2\varepsilon + \delta)} \cdot \{[(8,3696 - 0,465 \cdot \text{ctg}\beta) \cdot \varepsilon - 0,4851] - 3,59\mu_{ж}\}; \quad (1.8)$$

Ця залежність отримана на основі обробки експериментальних даних, описана в роботі [16] і справедлива тільки для рідин з щільністю $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$ і в'язкістю $\mu_{ж} = 1 \cdot 10^{-3} \dots 80 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$; β - кут нахилу лопаток крильчатки. (ψ - коефіцієнт, що враховує зменшення об'єму міжлопаткового простору за рахунок товщини лопаток, визначається залежністю:

$$\psi = \frac{\pi \cdot r_2^2 (1 - \nu^2) - s \cdot z}{\pi \cdot r_2^2 (1 - \nu^2)}, \quad (1.9)$$

де s - площа поперечного перерізу лопатки крильчатки, m^2 ; z - число лопаток.

Момент сил тертя, діючих на крильчатку водокільцевого насоса, з достатньою точністю визначається сумою [16]:

$$M = M_B + M_H + M_I + M_{II}, \quad (1.10)$$

де M_B - момент сил тертя, обумовлений всмоктуванням описується вираженням:

$$M_B = \left(\frac{\rho_{жс} \cdot V_B^2 \cdot \bar{\lambda}_\Gamma}{8} \right) \int_{\varphi_0 - 2\pi/z}^{\pi + \pi/z} (0,5 \cdot h^3 + h^2 \cdot a + h \cdot d' + b \cdot r_2^2) d\theta, \quad (1.11)$$

де θ - кут повороту робочого колеса; $d' = 2r_2^2 + b \cdot r_2$, $a = 2r_2 + \frac{b}{4}$, V_B^2 - квадрат швидкості робочої рідини в межах всмоктуючого отвору; $\bar{\lambda}_\Gamma$ - середній коефіцієнт гідравлічного тертя для турбулентного режиму течії, який визначається по формулі Альтшуля [10]; $h(\theta) = e + \Delta - e \cdot \cos \theta$ відповідає висоті міжлопаткового простору, а b - висоті крильчатки;

Для знаходження моменту сил тертя M_H , обумовленого нагнітанням, використовується залежність:

$$M_H = \left(\frac{\rho_{жс} \cdot V_B^2 \cdot \bar{\lambda}_\Gamma}{8} \right) \int_{\varphi_{сж} - 2\pi/z}^{2\pi - \varphi_2 + 2\pi/z} (0,5 \cdot h^3 + h^2 \cdot a + h \cdot d' + b \cdot r_2^2) d\theta, \quad (1.12)$$

де φ_2 - величина кута між закінченням нагнітального отвору і перерізом I - I; φ_k - між перерізом I-I і закінченням нагнітального отвору; $\varphi_{сж}$ - між перерізом I - I і початком нагнітального отвору.

Для визначення складової сумарного моменту, що відповідає моменту сил тертя M_I , що відповідає перерізу I, - I (рис 1.5) скористаємося наступною залежністю:

$$M_I = \left(\frac{\rho_{жс} \cdot \bar{\lambda}_\Gamma}{8} \right) \int_{\alpha}^{\beta} (0,5 \cdot h^3 + h^2 \cdot a + h \cdot d' + b \cdot r_2^2) \cdot \left[V_B - \frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} \cdot (V_B - V_H) \right]^2 d\theta. \quad (1.13)$$

Для розрахунку вищеописаного вираження були прийняті наступні позначення:

$$\alpha = \pi + \frac{\pi}{z}; \beta = \varphi_{с.жс} - \frac{\pi}{z}; \gamma = \varphi_{с.жс} - \pi - \frac{2\pi}{z}; \tau = \varphi_{с.жс} + \pi.$$

V_H - швидкість робочої рідини в межах нагнітаючого отвору, рівна (0,63...0,69) окружній швидкості на периферії робочого колеса.

Для визначення M_{II} - моменту сил тертя, що відповідає перерізу II, - II (рис. 1.5) позначимо:

$$\alpha = \varphi_0 - \frac{\pi}{z}; \beta = \varphi_0 - \varphi_K - \left(\frac{2\pi}{z}\right) + 2\pi; \gamma = \varphi_0 + \varphi_K + 2\pi; \tau = \varphi_K + \frac{\pi}{z};$$

$$\chi = \varphi_0 - \frac{\pi}{z} + 2\pi, \text{ отримаємо:}$$

$$M_{II} = \left(\frac{\rho_{жс} \cdot \bar{\lambda}_\Gamma}{8} \right) \times \int_{\tau}^{\alpha+2\pi} \left(0,5 \cdot h^3 + h^2 \cdot a + h \cdot d' + b \cdot r_2^2 \right) \times \left[V_H + \frac{\theta - \tau}{\varphi_0 + \varphi_2 - \left(\frac{2\pi}{z}\right)} (V_B - V_H) \right]^2 d\theta \quad (1.14)$$

З описаного вище принципу роботи ВВН і визначення розрахункового сумарного моменту сил тертя, діючих на лопатки крильчатки, витікає, що крильчатка насоса схильна до змінних навантажень, що мають як статичну, так і динамічну складові, а також температурних дій.

Тому, щоб забезпечити безвідмовність і довговічність водокільцевого вакуумного насоса з крильчаткою з поліпропілену потрібне проведення дослідження її безвідмовності по статичній міцності, а також деформаційного і втомного пошкодження.

1.2 Основні положення оцінки безвідмовності елементів водокільцевого вакуумного насоса

Вибір параметрів крильчатки з поліпропілену на стадії проектування має бути заснований на аналізі напружено-деформованого стану з розрахунком показників безвідмовності.

Зважаючи на досить складну геометрію крильчатки застосування аналітичних методів розрахунку напруги і деформацій не ефективно. З розвитком комп'ютерних технологій усього більшого поширення при проведенні інженерних розрахунків набувають програмні пакети, що забезпечують використання чисельних методів розрахунку і аналізу напружено-деформованого стану елементів і конструкцій практично будь-яких форм і рівнів складності. У основі більшості розрахункових модулів таких програм, як «CosmosWorks», «Nastran», «Ansys» та ін. лежить метод [16], що отримав найбільше практичне значення - метод кінцевих елементів (МКЕ).

Ідея методу кінцевих елементів узагальнює розрахунок статично невизначних стержневих систем по методу переміщень [15] і використовується для вирішення дву-, а при сучасних технологіях в основному тривимірних завдань теорії пружності. Для здійснення МКЕ початковий об'єкт розрахунку розбивають на прості елементи кінцевих розмірів [17], для яких мають бути відомі співвідношення між переміщеннями затиснених кінців і реакціями в додаткових зв'язках (зусиллями і моментами затискання). Для дискретизації розрахункової схеми двох - і тривимірною моделями найчастіше використовуються трикутні або прямокутні кінцеві елементи для вирішення плоских завдань і у формі тетраедра або паралелепіпеда для вирішення просторових завдань (рис. 1.6).

Для ілюстрації основних положень МКЕ розглянемо детальніше плоске (двовимірну) завдання [13], де за кінцевий елемент (КЕ) взятий трикутник, який має усі фізичні властивості матеріалу, що і початкова модель конструкції, що розраховується.

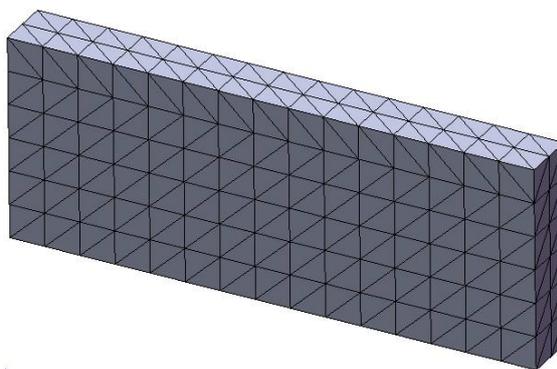


Рисунок 1.6 - Розбиття об'єкту на кінцеві елементи

Вершини усіх трикутників, що становлять модель, вважатимемо шарнірно сполученими між собою. Такі точки з'єднання елементів називатимемо вузлами. Для збільшення точності розрахунку іноді додають такі вузли і в серединах граней КЕ. Передбачається, що тільки у вузлах виникають сили взаємодії між елементами, тільки у вузлах прикладаються навантаження і накладаються зовнішні зв'язки, що обмежують переміщення, і тільки тут задалегідь забезпечено виконання умов спільності переміщень.

Виберемо довільний елемент a (рис.1.7). При дії на конструкцію деяких зовнішніх сил у вузлах елементу a , виникнуть сили взаємодії з сусідніми елементами. Позначимо їх $F_i(X_i; Y_i)$, $F_j(X_j; Y_j)$, $F_m(X_m; Y_m)$.

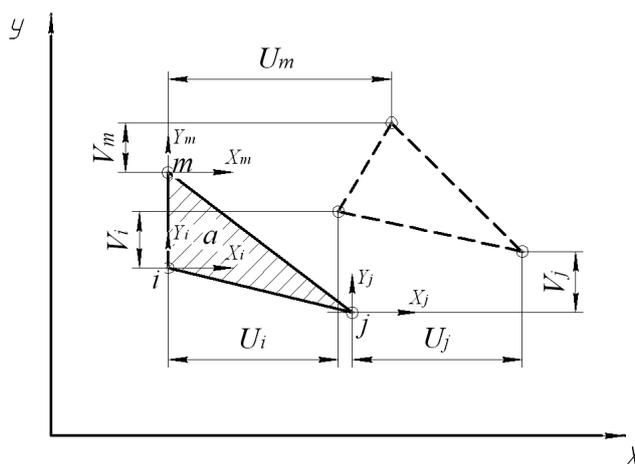


Рисунок 1.7 - Трикутний кінцевий елемент

Сили, що виникли у вузлах зручно записати у вигляді матриці-стовпця, яку прийнято називати вектором вузлових реакцій (сил) КЕ :

$$F^a = \begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \\ F_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_i \\ Y_i \\ X_j \\ Y_j \\ X_m \\ Y_m \end{Bmatrix}; \quad (1.15)$$

При дії вузлових сил, вузли елемента a отримують деяке переміщення, яке позначимо $\delta_i(U_i;V_i)$, $j(U_j;V_j)$, $m(U_m;V_m)$, а переміщення усього елемента a рівне:

$$\delta^a = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_j \\ \delta_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} U_i \\ V_i \\ U_j \\ V_j \\ U_m \\ V_m \end{Bmatrix}. \quad (1.16)$$

Для пружних елементів між вищеописаними векторами існує лінійна залежність, яку слід розуміти як узагальнення закону Гуку (сила пропорційна подовженню) на складніші системи.

$$F^a = k^a \cdot \delta^a, \quad (1.17)$$

де k^a - матриця жорсткості елемента (МЖЕ) a .

Матриця жорсткості - матриця, кожен елемент якої є вузловою силою, яка відповідає почерговому одиничному зміщенню усіх вузлів елемента по напрямку осей X і Y .

Наступним етапом інженерного розрахунку на безвідмовність є оцінка міцності деталі по відомому напруженому стану, т. е. по відомій головній напрузі в точках тіла. Для вирішення цього завдання необхідно задатися найбільш відповідним критерієм міцності (критерієм граничного напружено-деформованого стану).

З численних критеріїв [18] найбільше поширення в інженерній практиці отримали два:

Критерій найбільшої дотичної напруги (третя теорія міцності).

Передбачається, що небезпечний стан навантаженого тіла визначається рівнем максимальної дотичної напруги. Тоді умова руйнування :

$$\tau_{\max} = \tau^0 \quad (1.18)$$

Оскільки:

$$\tau_m = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}; \tau^0 = \frac{[\sigma^0]}{2},$$

умова міцності в головній напрузі має вигляд:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma^0] \quad , \quad (1.19)$$

а еквівалентна напруга визначиться формулою:

$$\sigma_{\text{еквIII}} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (1.20)$$

Ця теорія дає добрі результати для матеріалів, що однаково чинять опір розтягуванню і стискуванню. Недоліком третьої теорії є те, що вона не враховує середньої за величиною головної напруги σ_2 , яке робить визначене, хоча у більшості випадків і незначне, вплив на міцність матеріалу.

При побудові моделей надійності слід враховувати, що будь-який об'єкт в теорії надійності розглядається як елемент деякої системи, що має певну структуру в сенсі надійності. Структури систем розділяють за принципом з'єднання елементів (у плані надійності), що становлять систему. По структурі системи розділяють на системи послідовного, паралельного і змішаного (комбінованого) з'єднань елементів [10].

Більшість конструкцій машин можна віднести до систем з послідовним з'єднанням елементів в сенсі надійності (рис. 1.8), яке характеризується тим, що при втраті працездатності хоч би одного елемента втрачається працездатність усієї системи.

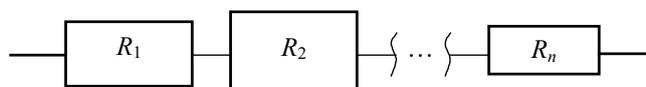


Рисунок 1.8 - Схема послідовної системи

При розгляді системи з послідовним з'єднанням, що складається з n елементів з урахуванням того, що вірогідність неруйнування R_i кожного елемента відмінна від інших, вірогідність безвідмовної роботи такої системи матиме вигляд:

$$R_c = \prod_{i=1}^n R_i . \quad (1.21)$$

До систем з послідовним з'єднанням елементів слід віднести і крильчатку водокільцевого вакуумного насоса, як що складається з елементів - лопаток. Використовуючи результати аналізу напружено-деформованого стану і оцінюючи вірогідність неруйнування, слід оцінити вплив конструктивних параметрів поліпропіленової крильчатки на безвідмовність насоса.

1.3 Методи ресурсних випробувань водокільцевого вакуумного насоса

Найбільш достовірні відомості про рівень надійності об'єкту можна отримати за результатами випробувань [16]. Для оцінки довговічності вакуумного насоса з поліпропіленовою крильчаткою доцільно провести ресурсні випробування з комбінованими режимами навантаження. Проведення випробувань в комбінованому режимі дозволяє досягати прискорення отримання результатів випробувань, а також підвищувати їх достовірність по відношенню до результатів випробувань що проводяться тільки в посиленому режимі. Цей метод полягає в тому, що в процесі проведення випробувань випробовуваний зразок поперемінно піддається навантаженням, різним умовам навантаження, що відповідають. Умови навантаження повинні відповідати в першому випадку нормальному експлуатаційному, а в другому з метою прискорення випробувань - посиленому режиму. Доля часу навантаження зразків в різних режимах міняється з кожним зразком, таким чином одному експериментальному зразку відповідає своє індивідуальне співвідношення доль часу випробувань в кожному з режимів.

Зміну режимів при випробуванні одного зразка слід робити багаторазово, циклами по декілька годин (5 - 10) в одному циклі.

З якого режиму починати цикл випробувань великого значення не має і визначається лише особливостями конструкції стенду, складнощами завдання режиму навантаження та ін. Такий спосіб навантаження випробовуваного об'єкту циклами, що чергуються, є правильнішим, ніж спосіб навантаження, коли зразок піддається навантаженням, що відповідають якому-небудь одному з режимів навантаження в повному об'ємі, а потім режими змінюються (наприклад, 40 годин прискорений режим і 60 годин експлуатаційний).

Це обумовлено тим, що при навантаженні об'єкту циклами, що чергуються, можна уникнути ефекту післядії, коли в процесі навантаження може статися зміцнення або разупрочнення матеріалу. У такому разі результати випробувань можуть бути недостовірними, а показники довговічності спотвореними.

При аналізі результатів випробувань, проведених в комбінованому режимі з доведенням усіх зразків до граничного стану можливе використання лінійної гіпотези підсумовування ушкоджень, згідно якої [16] при настанні відмови виконується умова

$$\frac{t_3}{T_3} + \frac{t_y}{T_y} = 1, \quad (1.22)$$

де t_3 - складова ресурсу, вироблена в експлуатаційному (еквівалентному) режимі, t_y - складова ресурсу, вироблена в посиленому режимі випробувань.

Продуктивність насоса залежить від ряду конструктивних параметрів, які можуть чинити істотний вплив і на надійність насоса, тому дослідження конструктивних чинників, що впливають на продуктивність насоса з поліпропіленової крильчаткою необхідно для забезпечення надійної і ефективної роботи доїльного агрегату.

Висновки і завдання досліджень

Виконаний аналіз стану питання дозволив сформулювати наступні основні висновки.

Застосування лопатевого вакуумного насоса у складі доїльного агрегату не забезпечує нормативної довговічності елементів вакуумної лінії.

Використання водокільцевих вакуумних насосів у складі доїльних агрегатів перспективне і має ряд переваг. Проте використання базової сталеві крильчатки в насосі не забезпечує нормативний ресурс доїльної установки.

Застосування поліпропіленової крильчатки у водокільцевому вакуумному насосі дозволить підвищити рівень його надійності за умови обґрунтування конструктивних параметрів. Розрахунок напруги і деформацій крильчатки аналітичними методами не ефективний через складну геометрію і наявність концентраторів. Використання методу кінцевих елементів дає можливість провести аналіз напружено-деформованого стану лопаток крильчатки, на підставі якого слід здійснювати вибір параметрів.

Схильність крильчатки з поліпропілену деформаціям повзучості вимагає проведення прискорених ресурсних випробувань з наступним прогнозуванням ресурсу розробленої крильчатки на основі використання моделі підсумовування ушкоджень. Потрібне обґрунтування конструктивних параметрів що визначають продуктивність насоса і чинять вплив на рівень його надійності.

Вказані висновки дозволяють сформулювати мету і завдання досліджень. Робота присвячена підвищенню надійності водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів шляхом обґрунтування їх технічних параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- провести оцінку надійності вакуумних насосів і виявити чинники, що визначають його працездатність;
- досліджувати вплив технічних параметрів на продуктивність насоса з розробленою крильчаткою;
- провести оцінку навантаженості і досліджувати вплив параметрів розробленої крильчатки на безвідмовність насоса;

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ НАСОСА НА НАВАНТАЖЕННЯ КРИЛЬЧАТКИ

2.1 Визначення моменту опору обертанню крильчатки

При обґрунтуванні параметрів поліпропіленової крильчатки необхідно визначити навантаження, які вона випробовує в процесі роботи насоса. Основна частина навантаження, діючого на лопатки крильчатки в сталому режимі роботи насоса, обумовлена моментом опору обертанню крильчатки. Складові сумарного моменту сил тертя (1.10), діючого на крильчатку водокільцевого насоса, розраховувалися по наступних залежностях [16]:

M_B - момент сил тертя, обумовлений всмоктуванням описується вираженням :

$$M_B = \left(\frac{\rho_{жс} \cdot V_B^2 \cdot \bar{\lambda}_r}{8} \right) \times \left\{ \left[d' \cdot (e + \Delta) + b \cdot r_2^2 \right] \cdot \left(\pi - \varphi_0 - \frac{2\pi}{z} \right) + d' \cdot e \cdot \left[\sin\left(\frac{\pi}{z} \right) + \sin\left(\varphi_0 - \frac{2\pi}{z} \right) \right] \right\}, \quad (2.1)$$

де $_;$ $_;$

V_B^2 – квадрат швидкості робочої рідини в межах всмоктуючого отвору, визначуваний вираженням:

$$V_B^2 = k_2 / u, \quad (2.2)$$

у якому колова швидкість на периферії робочого колеса визначається по формулі:

$$u = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot n, \quad (2.3)$$

де n - частота обертання двигуна.

У вираженні (2.1) $\bar{\lambda}_r$ - середній коефіцієнт гідравлічного тертя для турбулентного режиму течії, який визначається по формулі [10]:

$$\bar{\lambda}_\Gamma = 0,11 \left(\frac{k_e}{4 \cdot R_z} + \frac{68}{R_e} \right)^{0,25}, \quad (2.4)$$

де k_e - еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні корпусу, для водокільцевого насоса k_e знаходиться в межах $(0,1 \dots 0,2) \times 10^{-3}$ м;

R_z - гідравлічний радіус, що відповідає вираженню :

$$R_z = \frac{(h \cdot b)}{(2 \cdot h + b)}, \quad (2.5)$$

де $h = e + \delta - e \cdot \cos \theta$ відповідає висоті міжлопаткового простору, а b - висоті крильчатки;

Для зручності розрахунку позначимо:

$$R_e = \frac{4 \cdot V_{cp} \cdot R_z \cdot \rho_{ж}}{\mu_{ж}}, \quad (2.6)$$

де V_{cp} - середня швидкість робочої рідини рівна:

$$V_{cp} = \frac{(V_H + V_e)}{2}, \quad (2.7)$$

де V_H - швидкість робочої рідини в межах нагнітаючого отвору, рівна $(0,63 \dots 0,69) u$;

φ_0 - величина кута між перерізом I - I і початком впускного отвору (рис 2.1).

Позначимо також $d' = 2 \cdot r_2^2 + b \cdot r_2$ і $a = 2 \cdot r_2 + \frac{b}{4}$.

Для знаходження моменту сил тертя M_H , обумовленого нагнітанням [16] скористаємося залежністю:

$$M_H = \left(\frac{\rho_{ж} \cdot V_H^2 \cdot \bar{\lambda}_\Gamma}{8} \right) \times \left\{ \left[d' \cdot (e + \Delta) + b \cdot r_2^2 \right] \cdot \left(\varphi_K - \varphi_{сж} - \frac{2\pi}{z} \right) + d \cdot e \cdot \left[\sin \left(\varphi_K + \frac{\pi}{z} \right) - \sin \left(\varphi_{сж} - \frac{2\pi}{z} \right) \right] \right\}, \quad (2.8)$$

де φ_2 - величина кута між закінченням нагнітального отвору і перерізом I-I; φ_K - між перерізом I - I і закінченням нагнітального отвору; $\varphi_{сж}$ - між перерізом I - I і початком нагнітального отвору.

2.2 Оцінка навантаженості лопатки крильчатки

В результаті розрахунку, отримано значення сумарного моменту сил тертя, діючих на крильчатку $M = 5,058$ Нм. Вважатимемо, що цей момент створюється зусиллями, рівномірно розподіленими між лопатками. Тоді частина моменту, обумовлена дією навантаження розподіленої по поверхні однієї лопатки, визначається по формулі:

$$m = \frac{M}{z}, \quad (2.9)$$

де z - число лопаток у крильчатки

Припускаючи, що розподіл навантаження на лопатку буде лінійним з максимальним навантаженням на кінці лопатки і мінімальною біля її основи (рис.2.1), визначуваний радіус додатка рівнодійного навантаження на одну лопатку по формулі:

$$R_c = r_1 + \frac{2 \cdot h}{3}, \quad (2.10)$$

де $h = (r_2 - r_1)$.

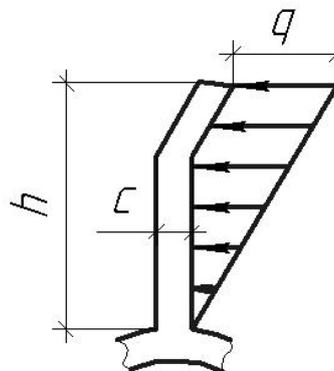


Рисунок 2.1 - Схема розподілу навантаження, діючого на лопатку

Виражаючи рівнодійну навантаження двома способами: за допомогою сумарного моменту сил тертя M , а також за допомогою розподіленого по площі лопатки навантаження q , і прирівнюючи їх, отримуємо співвідношення:

$$\frac{M}{z \cdot R_c} = \frac{q \cdot h \cdot b_0}{2}, \quad (2.11)$$

де b_0 - ширина лопатки, м.

З причини того, що навантаження на лопатку в процесі роботи насоса є змінною і залежить від кута повороту, а також підтверджується експериментальними дослідженнями [10], знайдену з допомогою (2.11) величину максимальної інтенсивності розподіленого навантаження рахуватимемо середньої при циклічному навантаженні лопатки:

$$q_{cp} = \frac{2 \cdot M}{z \cdot R_c \cdot h \cdot b_0}; \quad (2.12)$$

Підставивши числові значення $M = 5,058$ Нм, $h = 0,031$ м, $z = 6$, $r_l = 0,0215$ м, $b_0 = 0,038$ м, у формули (2.10), (2.11), (2.12) отримаємо:

- частину моменту, обумовлену дією навантаження розподіленої по поверхні однієї лопатки : $m = \frac{5,058}{6} = 0,843$ Нм;

- радіус додатка рівнодійного навантаження на одну лопатку:

$$R_c = 0,0215 + \frac{2 \cdot 0,031}{3} = 0,042 \text{ м};$$

- середня інтенсивність розподіленого навантаження на лопатку крильчатки :

$$q_{cp} = \frac{2 \cdot 5,058}{6 \cdot 0,042 \cdot 0,031 \cdot 0,038} = 34,5 \text{ кН/м}^2.$$

Для визначення максимальної q_{max} і мінімальною q_{min} величин розподіленого навантаження в циклі за один оборот крильчатки скористаємося експериментальними даними [10]. З діаграми зміни тиску на лопатку насоса залежно від кута повороту (рис.2.2) були визначені співвідношення

максимальних і мінімальних значень навантажень на лопатку насоса

$$\frac{q_{\max}}{q_{\min}} = 3,82.$$

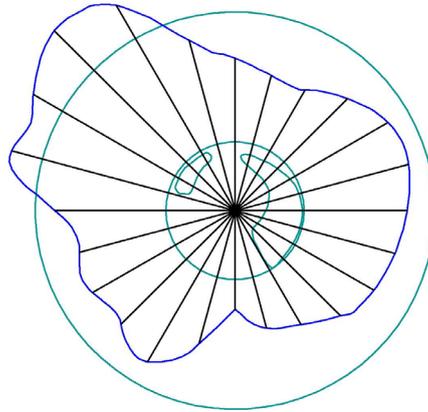


Рисунок 2.2 - Діаграма зміни тиску на лопатку насоса від кута повороту

Враховуючи, також що
$$q_{cp} = \frac{q_{\max} + q_{\min}}{2}$$

отримаємо остаточно характеристики циклу навантаження лопатки :

$$q_{\min} = 14,3 \text{ кН/м}^2, \quad q_{\max} = 54,6 \text{ кН/м}^2.$$

2.3 Експериментальне дослідження впливу режиму роботи насоса на деформації лопатки

При плануванні прискорених ресурсних випробувань слід виявити чинники, за рахунок варіювання яких можна отримати ефект прискорення. Таким чинником може бути різниця тисків в міжлопатевому просторі і всмоктуючому вікні [11]. Для підтвердження такого припущення проведена експериментальна оцінка впливу режиму роботи насоса на деформованість лопаток крильчатки. Ідея експерименту ґрунтувалася на припущенні, що лопатка схильна до дії тиску як спереду, так і ззаду, а її деформація залежить від різниці цих тисків. Таким чином, пониження залишкового тиску в ресівері, а, отже, і у всмоктуючому вікні приведе до зменшення тиску на задню стінку лопатки, у момент проходження всмоктуючого вікна, збільшуючи тим самим

деформованість лопатки. Величина залишкового тиску в ресівері регулюється шляхом дроселювання за допомогою вакуумрегулятора.

Для перевірки впливу рівня вакууму на деформацію, а, отже, і на навантаження лопатки використаний експериментальний зразок крильчатки, особливість якого полягала в тому, що мінімальний проміжок δ між корпусом насоса і лопатками крильчатки різний у кожній лопатки і складає 0,2 мм, 0,3 мм, 0,4 мм і 0,5 мм [13]. Діапазон подачі повітря був умовно поділений на три частини. Перше положення вакуумрегулятора відповідало такій подачі повітря, яка відповідає робочому тиску і складала 53% (залишковий тиск 47 кПа). Друге положення вакуумрегулятора дозволило встановити велику величину вакууму за рахунок зменшення перерізу патрубка, через який повітря потрапляє в ресівер агрегату. Таке положення зменшило продуктивність насоса і підвищило величину вакууму до 70% (залишковий тиск 30 кПа).

Третє положення вакуумрегулятора відповідало мінімально можливій величині перерізу і, знизивши величину продуктивності насоса до мінімуму, забезпечило вакуум рівний 85% (залишковий тиск 15 кПа).

Лопатки експериментального зразка перед початком експерименту були помічені відповідно до величиною проміжку δ . Перший етап експерименту відповідав першому положенню вакуумрегулятора і імітував нормальний експлуатаційний режим роботи насоса з вакуумом 53% (залишковий тиск 47 кПа). Після 0,5 год роботи насоса в цьому режимі, був проведений огляд лопаток крильчатки, в результаті якого виявлені незначні сліди зносу кінчика лопатки, яка відповідала проміжку рівному $\delta = 0,2$ мм. За результатами другого етапу експерименту, який відповідав вакууму 70% (залишковий тиск 30 кПа) і тривав 0,5 ч. В результаті огляду лопаток випробовуваної крильчатки візуально виявлені сліди зносу на лопатках тих, що відповідають величині проміжку рівного $\delta = 0,2$ мм і $\delta = 0,3$ мм. Слідів зносу на інших лопатках виявлено не було. Третій етап експерименту, що відповідає максимальному вантаженню лопаток з величиною вакууму 85% (залишковий тиск 15 кПа), після закінчення

0,5 ч показав наступне. На лопатках, що відповідають величині проміжку рівного $\delta = 0,2$ мм і $\delta = 0,3$ мм сліди зносу були яскраво виражені (рис. 2.3).

На лопатці відповідній величині проміжку рівного $\delta = 0,4$ мм виявлено незначні сліди зносу, інші лопатки були позбавлені видимих слідів зносу.

Аналізуючи результати проведеного експерименту можна зробити наступні висновки. Зменшення величини залишкового тиску призводить до зростання навантаженості лопатки, а, отже, і до збільшення її деформації. При роботі насоса в нормальному режимі величина пружних деформацій лопатки складає не менше 0,2 мм. Таким чином, враховуючи можливу дію навантажень на лопатку при екстремальному режимі, величина мінімального проміжку між корпусом насоса і крильчаткою δ має бути не менше 0,4 мм.

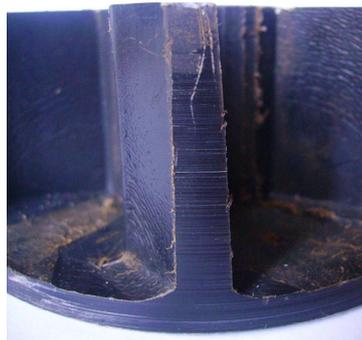


Рисунок 2.3 - Сліди зносу на лопатці відповідній величині проміжку

Висновки до другого розділу

1. Розроблена методика теоретичної оцінки навантаженості крильчатки водокільцевого вакуумного насоса справедлива для різних типорозмірів крильчаток з геометрично подібними параметрами. Застосування розробленого методу дозволило зробити теоретичну оцінку навантаженості поліпропіленової крильчатки вакуумного насоса агрегату індивідуального доїння МДА - 1, чисельні значення якої склали: $q_{min} = 14,3$ кН/м², $q_{max} = 54,6$ кН/м².

2. Проведено експериментальне дослідження впливу режимів роботи насоса на деформації лопатки, в ході якого встановлені чинники, що впливають на навантаження лопаток крильчатки.

3. Виявлено, що зменшення величини залишкового тиску приводить до збільшення деформації лопатки. Зміна величини залишкового тиску в ресивері з 53% (залишковий тиск 47 кПа) до 85% (залишковий тиск 15 кПа) привело до збільшення пружних деформацій лопаток поліпропіленової крильчатки з 0,2 мм до 0,4 мм.

3 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ БЕЗВІДМОВНОСТІ І ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КРИЛЬЧАТКИ

3.1 Аналіз напружено-деформованого стану крильчатки за допомогою методу кінцевих елементів

Використання поліпропілену в якості матеріалу для виготовлення крильчатки обумовлене властивостями цього полімеру, його доступністю і низькою вартістю. Поліпропілен технологічний, що дозволяє виготовляти крильчатки в коротші терміни шляхом литва під тиском. Він добре себе зарекомендував в якості матеріалу для трубопроводів, як для холодної, так і для гарячої води. Поліпропілен [13] - кристалічний полімер, відрізняється низькою щільністю, досить високими для полімерів теплостійкістю, міцністю і жорсткістю. Без навантаження поліпропілен витримує температуру до 150°C. Проте механічні характеристики цього полімеру істотно поступаються характеристикам сталей. Так, межа міцності поліпропілену - 25 МПа, модуль пружності - 900 МПа, межа витривалості - 2,5 МПа. Тому при виготовленні крильчатки з поліпропілену потрібне проведення теоретичного аналізу її напружено-деформованого стану і обґрунтування таких параметрів крильчатки, які забезпечать досить високий рівень безвідмовності по раптовому і втомному руйнуванню.

Крильчатка є тривимірним тілом, має досить складну геометричну форму з наявністю концентраторів напруги. Аналіз напруги і деформацій крильчатки аналітичними методами не може бути ефективним, тому доцільно застосувати метод кінцевих елементів.

Найбільш важливим етапом аналізу напружено-деформованого стану об'єкту є побудова матриці жорсткості системи (МЖС). Матриця жорсткості є матрицею основної системи рівнянь, рішення якої дозволяє отримати чисельні значення напруги і деформацій досліджуваного об'єкту. МЖС формується з сукупності матриць жорсткості елементів (МЖЕ).

Для отримання МЖЕ слід враховувати, що [15] елементи пов'язані між собою і зміщення їх вузлів не можна вважати незалежним. З цього виходить, що при переміщенні хоч би одного вузла виникають вузлові зусилля в усіх елементах, яким належить цей вузол. Зазвичай невідомі ні вузлові зусилля, ні викликані ними деформації. Для їх визначення слід задовольнити дві умови: спільності переміщень і рівноваги.

Умова спільності переміщень виконується автоматично, оскільки кожен вузол належить одним і тим же елементам як до так і після зміщення, для цього [18] на межах елемента спеціальним чином підбирається вид функції переміщень усередині елемента (функція форми).

Умова рівноваги усередині елемента виконуватиметься у разі виконання умов рівноваги для вузлових сил, тобто якщо буде справедливе вираження:

$$R_i = \sum F_i, \quad (3.1)$$

де R_i - зовнішні сили, прикладені у вузлі;

$\sum F_i$ - сума внутрішніх вузлових сил елементів, що сходяться у вузлі.

При розгляді сукупності елементів вважаємо, що у вузлах, де зовнішні навантаження відсутні, рівновага дотримуватиметься внаслідок взаємодії внутрішніх вузлових сил між сусідніми елементами за рахунок їх взаємноурівноваженості.

Для отримання даних про напружено-деформований стан об'єкту методом кінцевих елементів необхідно виконати наступні етапи:

- зробити розбиття об'єкту на кінцеві елементи;
- задати граничні умови у вигляді зовнішніх сил або переміщень контурних вузлів;
- сформувати матрицю жорсткості кожного елемента і підсумувавши її отримати матрицю жорсткості усієї системи;
- вирішити основну систему отриманих рівнянь відносно переміщень у вузлах;
- за допомогою знайдених переміщень у вузлах системи визначити деформації і напругу в кожному кінцевому елементі;

Розбиття об'єкту, що розраховується, на кінцеві елементи пов'язане з особливостями його геометрії. Граничні умови задаються згідно з конструктивними особливостями об'єкту і умовами його навантаження в експлуатації. При рішенні системи рівнянь використовуються розрахункові модулі математичних програм, а отримання матриці жорсткості залишається специфічним етапом в ланцюжку завдань, що вирішуються методом кінцевих елементів.

Розгляд загальних принципів формування матриці жорсткості системи проведемо на прикладі плоского двовимірного завдання теорії пружності, в якій об'єкт, що розраховується, розбитий на трикутні кінцеві елементи.

3.2 Особливості комп'ютерної реалізації МЖЕ при аналізі крильчатки

Розглянемо тіло крильчатки водокільцевого вакуумного насоса (ВВН), навантажене відповідно до розрахункових даних. За допомогою сітки січних площин розіб'ємо його на окремі частини. Для дискретизації об'ємної моделі крильчатки використовувалися тетраедри (рис. 3.1).

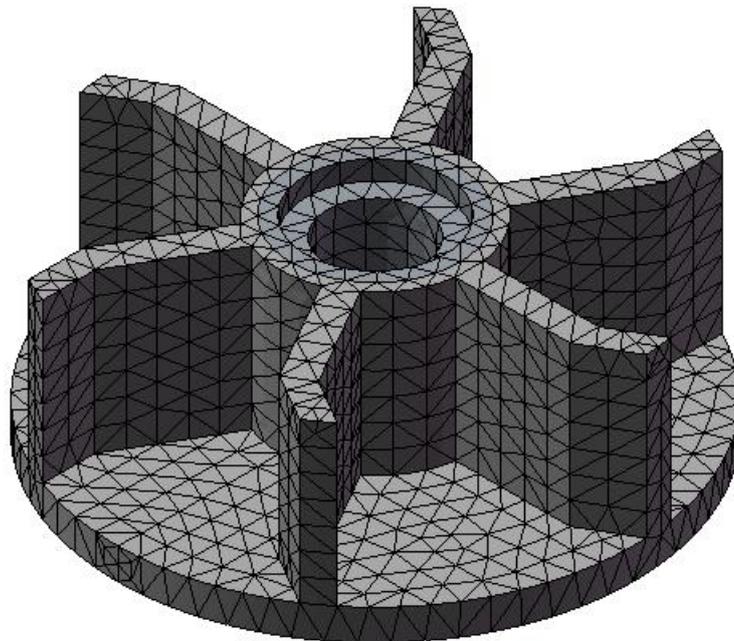


Рисунок 3.1 - Розбиття крильчатки ВВН на кінцеві елементи

Таким чином, безперервна модель крильчатки представляється у вигляді сукупності кінцевих елементів, міцнісні властивості кожного з яких розглядаються потім незалежно від інших. Точки на межах між кінцевими елементами крильчатки (для тетраедра їх чотири) є вузлами. Переміщення вузлів у напрямі трьох координатних осей приймаються як основні невідомі.

Для знаходження переміщення, а, отже, деформації і напруга усередині кожного кінцевого елементу поліпропіленової крильчатки, знаючи переміщення вузлів, що належать йому, використовується сукупність функцій, які дозволяють апроксимувати поле переміщень усередині кінцевого елементу крильчатки по відомих вузлових переміщеннях. Деформований і напружений стан елементу крильчатки однозначно визначатиметься вузловими переміщеннями. Тому під кінцевим елементом розуміється область крильчатки в сукупності із заданими в ній апроксимуючими функціями.

Прямий метод використовується для розрахунку розріджених матриць, в основі якого лежить алгоритм з використанням компактної схеми зберігання матриць жорсткості. Такий метод слід використовувати для вирішення завдань з урахуванням тертя, при розрахунку тонкостінних об'єктів, при використанні матриць з високою мірою анізотропії, у випадках використання матеріалу, близького до нестискуваного (коефіцієнт Пуассона $\nu \rightarrow 0,5$), а також для розрахунку складок, де використовуються матеріали з сильно відмінною один від одного жорсткістю.

Ітераційний метод має компактну схему зберігання, його рекомендується використовувати для вирішення завдань оптимізації, оскільки цей метод має велику швидкодію і менші вимоги до ресурсів обчислювальних машин.

Третім методом є ітераційний метод, який був закладений в найперших версіях цього розрахункового модуля і ніяких переваг перед вищеописаними методами не має.

Перш ніж приступити до моделювання навантажень на модель крильчатки, необхідно задатися величинами, які характеризують матеріал кожної деталі у зборці окремо.

Для опису таких характеристик використовуються наступні величини: модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, модуль зрушення, щільність, межа міцності при розтягуванні, межа міцності при стискуванні, межа плинності, коефіцієнт температурного розширення, коефіцієнт теплопровідності і питома теплоємність. Проте слід зазначити, що модуль зрушення система обчислює сама, а введена величина ігнорується, а коефіцієнт Пуассона повинен знаходитися в інтервалі (0; 0,5).

Для даної крильчатки з поліпропілену були узяті наступні величини, що характеризують цей матеріал [13]: модуль пружності - 900 МПа; коефіцієнт Пуассона - 0,4103; модуль зрушення - $3,158 \times 10^8$ Н/м²; щільність 890 кг/м³; межа міцності при розтягуванні - 35 МПа; коефіцієнт температурного розширення - 0,0001 1/С⁰; Для втулки крильчатки були вибрані величини, відповідні Ст3 - модуль пружності - 200000 МПа; коефіцієнт Пуассона - 0,28; модуль зрушення - 74000 МПа; щільність 7850 кг/м³; межа міцності при розтягуванні - 420 МПа [15].

Моделювання навантаження на 3D-модель крильчатки було задане за допомогою набору граничних умов таким чином [18] - на лопатки крильчатки по черзі була задана імітація розподіленого навантаження (рис. 3.2) що відповідає розрахунковим варіантам навантаження в екстремальному ($q_{min} = 42,9$ кН/м², $q_{max} = 163,8$ кН/м²) і нормальному ($q_{min} = 14,3$ кН/м², $q_{max} = 54,6$ кН/м²) режимах експлуатації. Імітація жорсткого закріплення була задана на внутрішній поверхні і на шпоні пазу втулки крильчатки. Також був заданий зв'язок між деталями зборки - корпусом крильчатки і втулкою крильчатки як елементами, зафіксовані на поверхнях контакту (контакт в початковому стані).

Таким чином, усі граничні умови і що характеризують матеріал деталей властивості були задані, що привело до можливості здійснення розрахунку напружено-деформованого стану крильчатки водокільцевого вакуумного насоса.

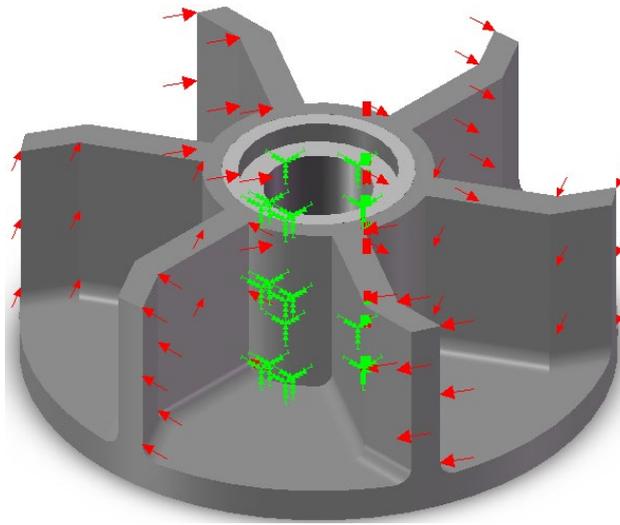


Рисунок 3.2 - Схема навантаження крильчатки водокільцевого вакуумного насоса

3.3 Аналіз результатів дослідження крильчатки

Причини погрішності обчислень МЖЕ [14] можуть бути трьох категорій. До першої категорії відносяться проблеми пов'язані з поведінкою матеріалів, описом фізики взаємодії деталей в складках і ін. Проблеми, що характеризуються з погрішностями математичних обчислень, які властиві алгоритмам рішення систем рівнянь, можна віднести до другої категорії. Третю категорію складають погрішності обумовлені неточністю апроксимації. Вплинути з метою зменшення величини погрішності можна тільки на події, що відносяться до третьої категорії. Теоретично при дуже малому розмірі кінцевого елемента неточність апроксимації може бути зведена до гранично малої величини.

Сучасні комп'ютерні технології не можуть добитися абсолютної точності апроксимації за рахунок збільшення щільності сітки, але можуть забезпечити достатню точність.

При розрахунку твердотілої моделі поліпропіленової крильчатки з різними конструктивними параметрами були використані сітки з двома видами ущільнень.

Ущільнення відрізнялися тим, що в першому випадку ущільнення сітки робилося в місцях концентрації напруги (рис. 3.3), а в другому випадку максимальне ущільнення сітки задавалася в цілому по моделі (рис. 3.4).

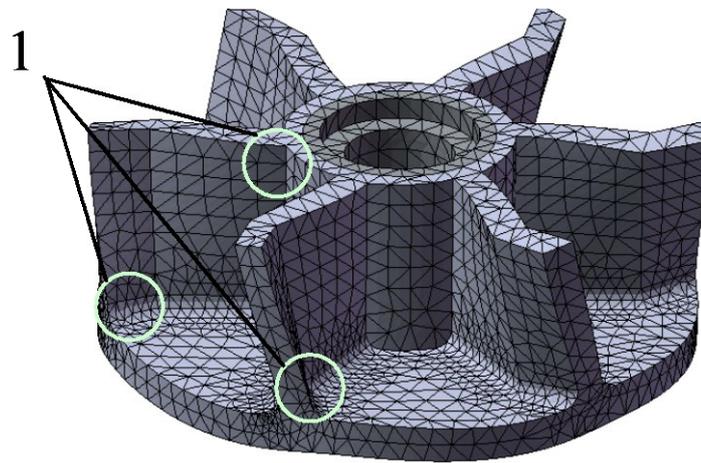


Рисунок 3.3 - Збільшення щільності сітки в місцях наявності концентраторів (1)

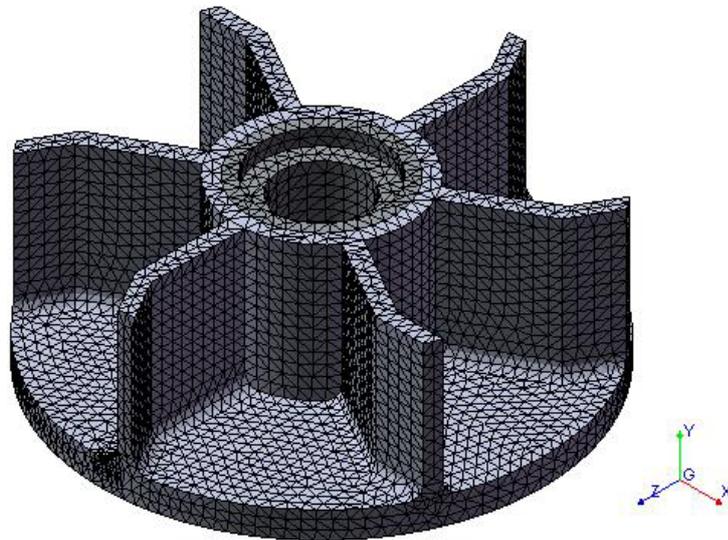


Рисунок 3.4 - Збільшення щільності сітки в цілому по моделі

Результати ущільнення сітки вище описаними методами дали можливість отримати характеристики, приведені в таблиці 3.1.

Під розміром елементу слід розуміти деякий геометричний розмір одного елементу, в цьому розрахунку для підвищення точності апроксимації використовувалися не лінійні, а параболічні елементи, що дозволила підвищити якість сітки.

Якщо через геометричні особливості твердотілої моделі кінцевий елемент має менший розмір відносно розміру основного елементу, то він зменшуватиметься до тих пір, поки не стане менше допустимої межі.

Таблиця 3.1 - Характеристики звичайно-елементної сітки крильчатки
з різною щільністю

Товщина лопатки	Розмір елемента в сітці, мм	Величина допустимої межі, мм	Кількість елементів в моделі	Кількість вузлів в моделі	Кількість елементів в МЖ
Сітка, ущільнена в місцях концентраторів					
3мм	4,82420	0,24121	14945	4063	78438
4мм	4,91680	0,24584	15705	4170	81255
5мм	5,00610	0,25030	16312	4308	83856
6мм	5,09210	0,25460	17072	4339	86028
Сітка максимально ущільнена в цілому по моделі					
3мм	2,53270	0,12663	47700	11361	231690
4мм	2,58130	0,12906	51392	11860	245028
5мм	2,62820	0,13141	52384	11952	248091
6мм	2,67330	0,13367	53412	11995	250806

Виходячи з результатів розбиття твердотілих моделей крильчаток, представлених в таблиці. 3.1 видно, що при максимальному ущільненні сітки розмір одного елемента, a , отже, і величина допустимої межі були зменшені в 1,9 рази. При цьому кількість кінцевих елементів зросла в межах $2,1 \div 3,1$ рази, а кількість вузлів в моделі і елементів в матриці жорсткості - в 2,9 рази. Виходячи з приведених даних, можна зробити висновок, що величина погрешності апроксимації буде менше у разі локального ущільнення сітки. Проте з метою проведення порівняльного аналізу були проведені розрахунки на міцність з двома описаними видами ущільнення сітки. Результати таких обчислень приведені в таблицю. 3.2.

При роботі насоса тиск на лопатку крильчатки змінюється залежно від кута повороту [11], і має свій максимум і мінімум, напруга, що виникає при цьому, відповідає σ_{\max} і σ_{\min} , а амплітуда циклу навантаження - $\sigma_{\text{ан}}$, при цьому максимальна деформація лопатки позначена як ϵ .

ТАБЛИЦЯ 3.2 - РЕЗУЛЬТАТИ ПДВ КРИЛЬЧАТКИ ПРИ РІЗНИХ ПАРАМЕТРАХ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Товщина лопатки	Експлуатаційний режим				Екстремальний режим, Н/мм ²			
	σ_{\max} , Н/мм ²	σ_{\min} , Н/мм ²	$\sigma_{\text{ан}}$, Н/мм ²	ϵ_n , мм	σ_{\max} , Н/мм ²	σ_{\min} , Н/мм ²	$\sigma_{\text{аэ}}$, Н/мм ²	ϵ_3 , мм
Сітка, ущільнена в місцях концентраторів								
3мм	9,7795	2,56130	3,60910	1,2658 0	28,5560	7,6839	10,43605	3,76420
4мм	5,8724	1,53800	2,16720	0,6653 6	17,6170	4,6140	6,50150	1,99610
5мм	3,9904	1,04510	1,47265	0,4199 0	11,9710	3,1353	4,41785	1,25970
6мм	2,4520	0,64218	0,90491	0,2647 6	7,3559	1,9262	2,71485	0,79429
Сітка максимально ущільнена в цілому по моделі								
3мм	10,1300	2,65310	3,73845	1,2817 0	29,6120	7,9594	10,8263	3,81830
4мм	5,7557	1,50750	2,12410	0,6792 3	19,1760	4,5224	7,32680	2,04140
5мм	3,7073	0,97096	1,36817	0,4089 4	11,1220	2,9129	4,10455	1,22680
6мм	2,5861	0,67731	0,95440	0,2733 3	7,7582	2,0319	2,86315	0,81998

При розрахунках з локальним ущільненням сітки розрахункові величини в середньому на 5% перевищують показники, отримані при розрахунку з ущільненням сітки в місцях наявності концентраторів. Таким чином, в подальших розрахунках буде правильно використовувати дані, отримані при локальному ущільненні сітки.

Результати розрахунку напружено-деформованого стану поліпропіленової крильчатки показали, що максимальна напруга виникає в областях крильчатки позначені червоним на рис. 3.5.

При товщині лопатки поліпропіленової крильчатки 3 мм розрахункова величина максимальної інтенсивності напруги при експлуатаційному режимі навантаження склала $\sigma_{\max} = 10,13 \text{ Н/мм}^2$. При збільшенні товщини лопатки поліпропіленової крильчатки і роботі насоса в експлуатаційному режимі

максимальні інтенсивності напруги крильчатки відповідатимуть: при товщині лопатки 4 мм - $\sigma_{\max} = 5,75 \text{ Н/мм}^2$, 5 мм - $\sigma_{\max} = 3,7 \text{ Н/мм}^2$, 6 мм - $\sigma_{\max} = 2,6 \text{ Н/мм}^2$. Порівнюючи отримані результати максимальних інтенсивностей напруги що виникають в поліпропіленовій крильчатці з межею статичної міцності поліпропілену $[\sigma] = 25 \text{ Н/мм}^2$, отримаємо запас статичної міцності в межах $2,47 \div 9,6$.

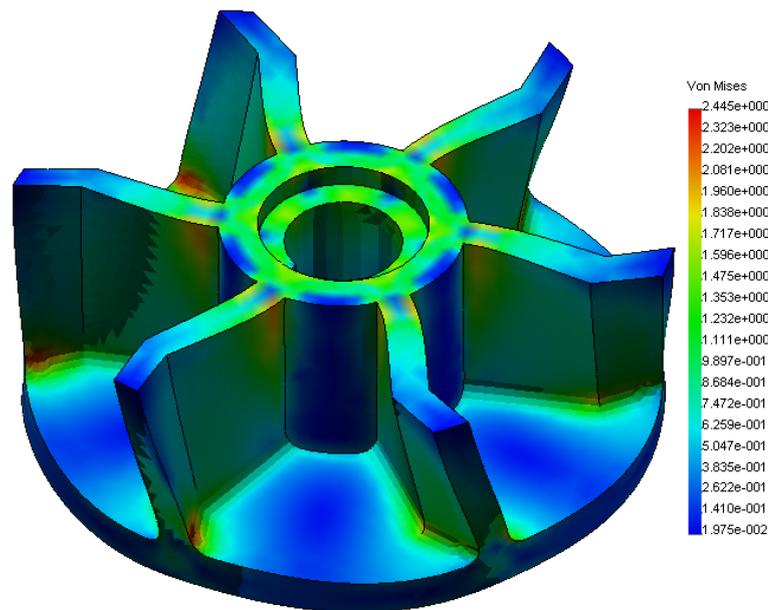


Рисунок 3.5 - Розподіл інтенсивності напруги в крильчатці насоса

Крильчатка підвладна екстремальному режиму навантаження випробовує наступні максимальні інтенсивності напруги : при товщині лопатки 3 мм - $\sigma_{\max} = 29,6 \text{ Н/мм}^2$, 4 мм - $\sigma_{\max} = 19,18 \text{ Н/мм}^2$, 5 мм - $\sigma_{\max} = 11,12 \text{ Н/мм}^2$, 6 мм - $\sigma_{\max} = 7,76 \text{ Н/мм}^2$.

При такій навантаженості поліпропіленова крильчатка з товщиною лопатки 3 мм випробовує напругу, що перевищує межу статичної міцності, і не може бути використана при дії таких навантажень. Крильчатки з товщиною лопаток 4, 5 і 6 мм мають запас статичної міцності 1,27, 2,25 і 3,22 відповідно. Як видно за результатами розрахунку напружено-деформованого стану на безвідмовність насоса більшою мірою впливає екстремальний режим навантаження поліпропіленової крильчатки.

Навантаження крильчатки водокільцевого насоса призводить до характерної деформації лопаток представленому на рис. 3.6. Відгин лопатки за периметр

крильчатка може перекрити мінімальний проміжок δ між корпусом насоса і крильчаткою і привести до заклинювання насоса. Максимальні пружні деформації лопаток під дією навантажень експлуатаційного режиму склали: при товщині лопатки 3 мм - $\epsilon_H = 1,28$ мм, 4 мм - $\epsilon_H = 0,67$ мм, 5 мм - $\epsilon_H = 0,41$ мм, 6 мм - $\epsilon_H = 0,27$ мм. При величині мінімального проміжку $\delta = 1$ мм, крильчатка з товщиною лопатки 3 мм має рівень пружної деформації такою, що перевищує допустиму межу (1 мм). Крильчатки з товщиною лопатки 4, 5, і 6 мм мають запас пружної деформації 1,49, 2,44 і 3,7 відповідно.

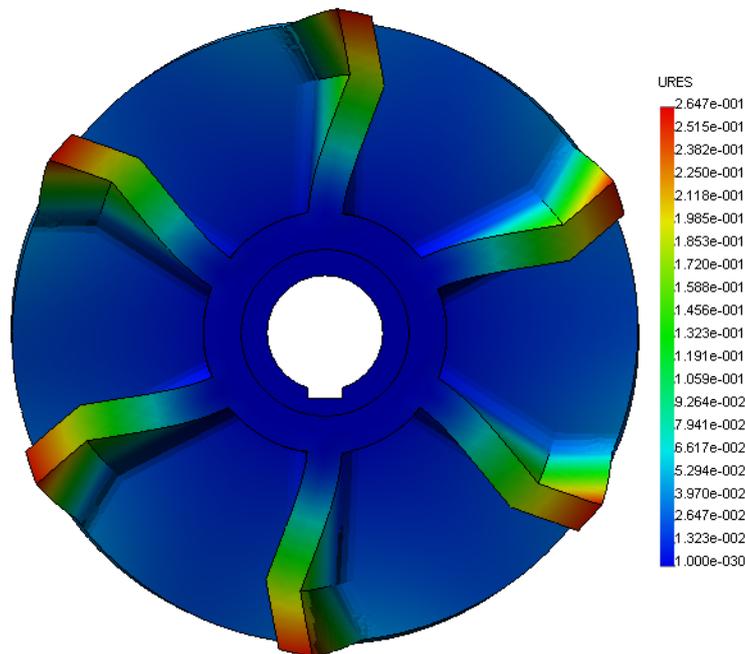


Рисунок 3.6 - Розподіл деформацій в крильчатці насоса

Максимальні пружні деформації відповідні екстремальному режиму навантаження склали: при товщині лопатки 3 мм - $\epsilon_E = 3,82$ мм, 4 мм - $\epsilon_e = 2,04$ мм, 5 мм - $\epsilon_e = 1,23$ мм, 6 мм - $\epsilon_e = 0,82$ мм. При цьому, тільки крильчатка з товщиною лопаток 6 мм забезпечує рівень максимальної деформації такою, що не перевищує значення мінімального проміжку δ і має запас пружної деформації 1,22.

Враховуючи вплив тривалих змінних навантажень на лопатку крильчатки при роботі насоса в експлуатаційному режимі роботи амплітуда циклу навантаження склали: при товщині лопатки 3 мм - $\sigma_{ан} = 3,74$ Н/мм², 4 мм - $\sigma_{ан} = 2,12$ Н/мм², 5 мм - $\sigma_{ан} = 1,37$ Н/мм², 6 мм - $\sigma_{ан} = 0,95$ Н/мм². При умовній межі витривалості

поліпропілену $\sigma^{-1} = 2,5 \text{ Н/мм}^2$, амплітуда циклу навантаження крильчатки з товщиною лопатки 3 мм може привести до втомних руйнувань. Крильчатки з товщиною лопаток 4, 5 і 6 мм мають коефіцієнт запасу втомної міцності 1,18, 1,82 і 2,63 відповідно. Вплив амплітуди циклу навантаження лопатки в екстремальному режимі має не тривала дія, тому їм можна нехтувати.

Аналіз результатів розрахунку напружено-деформованого стану поліпропіленової крильчатки показав, що при виборі параметрів крильчатки з умови забезпечення статичної міцності слід враховувати дію напруги і деформацій внаслідок екстремального режиму навантаження, а при забезпеченні втомної міцності до уваги слід брати вплив циклів навантаження експлуатаційного режиму.

3.4 Обґрунтування параметрів крильчатки з умов забезпечення безвідмовності

Для забезпечення безвідмовності поліпропіленової крильчатки при роботі насоса необхідно забезпечити лопатки з такими параметрами, у яких при дії на них максимальних статичних і динамічних навантажень забезпечувався б достатній запас статичної і втомної міцності. При цьому величина максимальної пружної деформації в експлуатаційному режимі не повинна перевищувати величину мінімального проміжку δ між лопаткою і корпусом насоса.

Аналіз впливу товщини лопатки поліпропіленової крильчатки на максимальну інтенсивність і амплітуду напруги, а також на величину пружних деформацій дозволив встановити мінімальну товщину лопатки з умови забезпечення безвідмовності.

За основний критерій міцності був прийнятий критерій Мизеса - інтенсивність напруги. На рис. 3.7 і 3.8 наведено залежності максимальної інтенсивності напруги і максимальних пружних деформацій лопатки від її товщини.

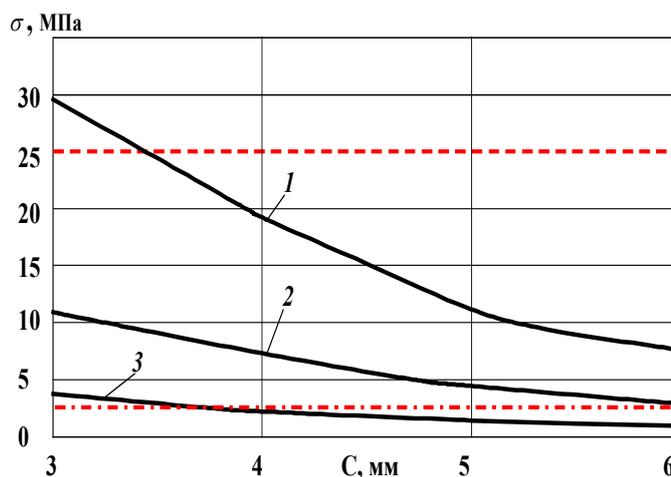


Рисунок 3.7 - Впливи товщини лопатки поліпропіленової крильчатки на максимальну інтенсивність і амплітуду напруги :

- - - - - межа міцності $\sigma_B = 25$ МПа;
- · - · - межа витривалості $\sigma_{-1} = 2,5$ МПа;

1 – максимальна напруга при екстремальному режимі роботи;

2 – амплітуда циклу напруги при екстремальному режимі роботи;

3 – амплітуда циклу напруги при експлуатаційному режимі роботи.

Порівнюючи максимальну інтенсивність напруги, яка виникає в лопатці поліпропіленової крильчатки при роботі насоса в екстремальному режимі, з межею статичної міцності було встановлено, що в лопатці насоса з товщиною 3 мм максимальна інтенсивність перевищує межу статичної міцності, а лопатка насоса з товщиною 4 мм має незначний запас статичної міцності рівний 1,3, при цьому величина пружних деформацій в крильчатці з товщиною лопатки 3 мм перевищує величину допустимої деформації в 1,3 рази, а при товщині лопатки 4 мм має запас деформації 1,47. Лопатка насоса з товщиною 5 мм має запас статичної міцності 2,25, а лопатка насоса з товщиною 6 мм - 3,2, що в обох випадках є достатнім. Максимальні пружні деформації лопаток з товщиною 5 мм і 6 мм не перевищують встановлену межу (1 мм), при цьому запас деформації складає 2,5 і 3,7 відповідно, що дозволяє забезпечити безвідмовну роботу насоса.

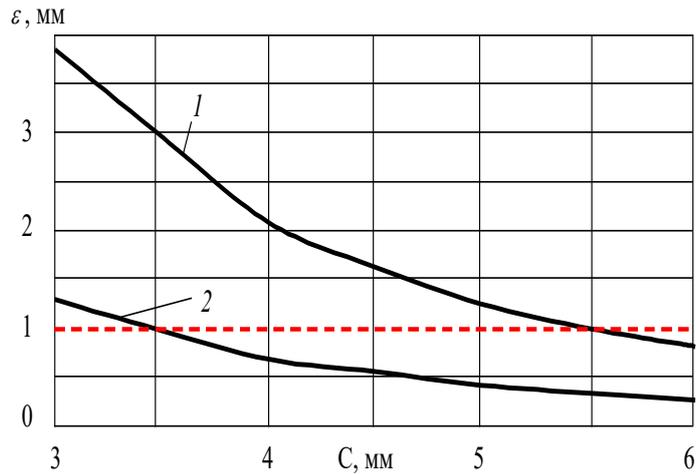


Рисунок 3.8 - Впливи товщини лопатки поліпропіленової крильчатки на пружні деформації:

- - - - - максимально допустима деформація (мінімальний проміжок δ);

1 – максимальна пружна деформація при екстремальному режимі роботи насоса;

2 – максимальна пружна деформація при експлуатаційному режимі роботи насоса.

При роботі насоса на лопатки крильчатки діють змінні навантаження, які залежать від кута повороту [19] робочого колеса і можуть привести до відмови внаслідок накопичення втомної напруги. Літературні джерела [17] свідчать про те, що втомна крива конструкційних полімерів нагадує класичну криву Велера, але на відміну від чорних металів вона не має горизонтальної ділянки. Тому у багатьох конструкційних полімерів відсутнє поняття про межу витривалості, а в якості характеристики опору втоми використовують умовну межу витривалості, що відповідає певному числу циклів навантаження.

У ряді випадків [17] приймають як умовну межу витривалості σ_{y-1} , величину, складову 10% від межі статичної міцності σ_p . Для поліпропілену $\sigma_p = 25 \text{ Н/мм}^2$, а $\sigma_{y-1} = 2,5 \text{ Н/мм}^2$. Отримана умовна межа витривалості відповідає $N = 10^7$ циклам навантаження.

При триразовому доїнні однієї корови річне число циклів навантаження складе:

$$N_r = k \cdot 365 \cdot n = 20 \cdot 365 \cdot 2660 = 1,94 \cdot 10^7 \text{ циклів}$$

де k - час доїння однієї корови в добу, хв.;

n - число оборотів двигуна, об/хв.

Отже, в умовах експлуатації число циклів навантаження значно перевищить базову величину і забезпечити міцнісну надійність можна тільки за наявності достатнього запасу втомної міцності.

Для правильності прогнозування слід використовувати той закон розподілу, який дає велику вірогідність руйнування. З даних представлених в таблиці 3.3 видно, що для подальшого прогнозування слід використовувати логнормальний закон, так як вірогідність безвідмовної роботи при цьому розподілі менша, ніж при нормальному.

Таблиця 3.3 - Оцінка вірогідності безвідмовної роботи крильчатки

Товщина лопатки мм	Коефіцієнт запасу міцності по раптовому руйнуванню	Коефіцієнт запасу втомної міцності	Вірогідність безвідмовної роботи крильчатки		
			по раптових відмовах (перенавантаження)		по втомних відмовах
			Нормальний закон	Логнормальний закон	Логнормальний закон
4	1,304	1,17	0,3126	0,3365	0,1586
5	2,248	1,83	0,9974	0,9817	0,9301
6	3,222	2,63	0,9999	0,9997	0,9964

Слід враховувати, що відмова однієї лопатки приведе до відмови усієї крильчатки. Таким чином, крильчатку водокільцевого вакуумного насоса в плані надійності можна охарактеризувати, як систему з послідовною системою елементів, де елементом служить окрема лопатка. Отже, вірогідність безвідмовної роботи крильчатки слід оцінювати за допомогою вираження (1.21). Враховуючи, що вірогідність безвідмовної роботи у кожного елементу системи однакова, те вираження (1.21) набере вигляду:

$$R_c = R_3^z,$$

де z - кількість лопаток.

При $z = 6$ вірогідність безвідмовної роботи крильчатки з товщиною лопатки 5 мм (див.табл.3.3) відповідатиме $R_{c5} = 0,9817$, що для машинобудування є низьким показником. Проте при збільшенні товщини лопатки на 1 мм вірогідність безвідмовної роботи крильчатки складатиме $R_{c6} = 0,9997$, що є достатнім показником.

Аналізуючи результати моделювання роботи поліпропіленової крильчатки водокільцевого вакуумного насоса агрегату індивідуального доїння в різних режимах навантаження можна зробити висновок, що мінімальна товщина лопатки, яка гарантуватиме безвідмовну роботу на належному рівні складає 6 мм.

Зменшення товщини спричинить можливість як поступової відмови, в результаті накопичення втоми, так і раптового, пов'язаного з недостатнім запасом статичної міцності. Проте розрахункові величини деформацій є умовними, оскільки пружні характеристики поліпропілену є нелінійними [13], і матеріал крильчатки схильний до повзучості. Тому достовірні дані про пружні і залишкові деформації лопаток насоса можуть бути отримані експериментальними методами.

Висновки до третього розділу

1. Застосування сучасних комп'ютерних технологій дозволило побудувати об'ємну модель поліпропіленової крильчатки і провести оцінку напружено-деформованого стану. Який показав, що використання шести лопатевої поліпропіленової крильчатки з товщиною лопатки менше 6 мм не допустимий, оскільки коефіцієнт запасу міцності по раптових відмовах у такої крильчатки не перевищує 3,22, а коефіцієнт запасу втомної міцності 2,63.

2. Зменшення ж товщини лопатки на 1 мм приведе до неприпустимих величин коефіцієнтів запасу, які при товщині 5 мм складають 2,248, - коефіцієнт запасу міцності по раптових відмовах і 1,83 - коефіцієнт запасу втомної міцності.

3. Оцінка вірогідності безвідмовної роботи проводилася з використанням двох найбільш поширених законів розподілу - нормального і логнормального. Для більше гарантованого рівня вірогідності безвідмовної роботи до уваги бралися дані, отримані законом, який дав меншу вірогідність, - логнормальним законом. Так вірогідність безвідмовної роботи поліпропіленової крильчатки з товщиною лопатки 6 мм. по раптових відмовах склала 0,9997, а по втомних руйнуваннях 0,9964.

4. Рекомендована мінімальна товщина лопатки поліпропіленової крильчатки з представленими параметрами насоса 6 мм.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЧИННИКІВ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ НАСОСА

4.1 Методика проведення порівняльних експериментальних досліджень

Проведення порівняльних випробувань водокільцевого вакуумного насоса з металевою і поліпропіленовою крильчатками [14] відбувалося на випробувальному стенді, який був виготовлений на базі силової установки агрегату індивідуального доїння МДА - 1, схема якого представлена на рис. 4.1.

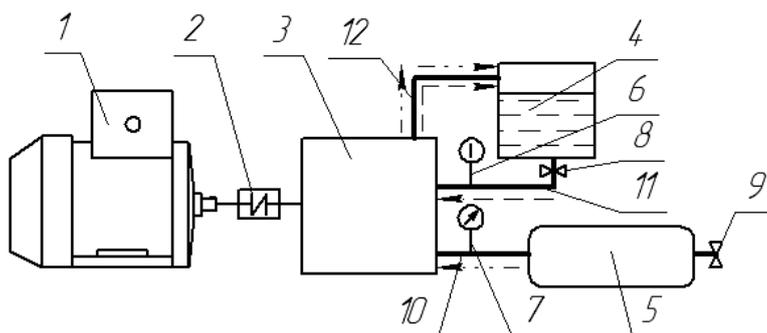


Рисунок 4.1 - Схема стенду для проведення випробувань водокільцевого вакуумного насоса агрегату індивідуального доїння :

1 – електродвигун; 2 - муфта; 3 - вакуумний насос; 4 - бак; 5 - ресивер;
6 - термометр; 7 - індикатор КИ - 4840; 8 - кран подачі робочої рідини з бака в насос; 9 - кран на каналі забезпечення вакууму в доїльному апараті; 10 - канал для створення вакууму в ресивері; 11 - канал для подачі робочої рідини з бака в насос; 12 - канал відведення повітря і робочої рідини з насоса.

Для контролю температури робочої рідини на ділянці введення води в насос 11 (рис. 4.1) був встановлений термометр 6 (рис. 4.1) з шкалою (0...100С°) з ціною ділення 1С°, так, щоб робоча область термометра, ртуть, що містить, знаходилася усередині водопроводу на ділянці максимально близькому до ведучого в насос патрубку, що в повному об'ємі дозволяє отримати температурну характеристику рециркуляційної води подається в насос.

Для визначення продуктивності і можливості впливу на режими роботи вакуумного насоса випробувальний стенд був оснащений індикатором КИ-4840 (рис. 4.2) конструкцій Ризького ГСКБ.

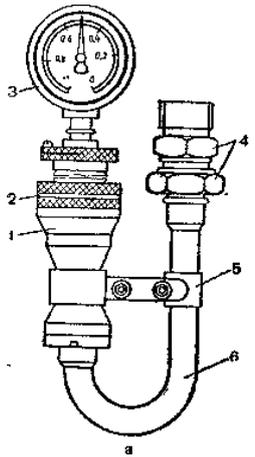


Рисунок 4.2 - Індикатор подачі вакуумних насосів КИ-4840:

1 – корпус; 2 - регулювальна гайка; 3 - вакуумметр; 4 - сполучна гайка;
5 - ручка приладу; 6 - труба для повітря.

Індикатор засобів перехідників і ущільнюючих матеріалів герметично встановлювався на місці вакуумрегулятора малого доїльного агрегату. Індикатор КИ - 4840 (рис. 4.2) має циліндричну поверхню з нанесеною шкалою відліку цілих умовних одиниць витрати вакууму, градуйовану від 0 до 5. Цифра 5 відповідає максимальному перерізу кільцевої змінної щілини, через яку проходить повітря (одна ціла умовна одиниця витрати вакууму відповідає одному обороту барабана приладу). На барабані нерухомо закріплена шкала, по якій відлічують соті долі умовних одиниць витрати. Тому установку індикатора слід робити так, щоб шкала відліку цілих умовних одиниць витрати вакууму на циліндричній поверхні індикатора і вакуумметр були доступні для візуального контролю, а барабан з нерухомою шкалою був вільно доступний для регулювання перерізів кільцевої змінної щілини. Риска червоного кольору на вакуумметрі приладу відповідає значенню робочого вакууму, рівного 0,53 атм. (51,94 кПа). Щоб уникнути псування вакуумметра не рекомендується включати вакуумний насос, не встановивши за шкалою корпусу значення, рівне 5.

Для зняття свідчень індикатора слід виконати наступні дії. Обертаючи барабан проти годинникової стрілки на п'ять оборотів, встановлюють число 5, що відповідає максимальному перерізу кільцевої щілини. Запускають вакуумний насос і відкривають патрубков подачі води.

Обертаючи барабан за годинниковою стрілкою, встановлюють робочий вакуум. Показання шкали корпусу і шкали барабана множать на $K = 20$ (постійна індикатора, нанесена на корпусі). Отримане значення показує продуктивність насоса у вакуумній системі доїльної установки.

Наприклад, при робочому вакуумі $P = 50,5$ кПа, встановленому по вакуумметру індикатора, на шкалі корпусу отримано одно ділення, а на шкалі барабана 54, тобто 1,54. У такому разі продуктивність насоса рівна: $1,54 \times 20 = 30,8$ м³/год.

Після установки індикатора КИ – 4840 і термометра стенд для випробувань водокільцевого вакуумного насоса агрегату індивідуального доїння готовий до проведення експерименту. Загальний вигляд експериментальної установки, на якій проводилися випробування, представлена на рис. 4.3.

При проведенні прискорених ресурсних випробувань на стенді слід дотримуватися наступного порядку проведення випробувань. Після установки насоса з експериментальним зразком крильчатки на стенд, слід переконатися в герметичності насоса і безперешкодній передачі крутного моменту від електродвигуна за допомогою муфти зчеплення до насоса. Також повинні виконуватися умови герметичності усіх сполучних рукавів і перехідників. Потім бак доїльної установки заповнюється рециркуляційної водою, рівень якої повинен знаходитися в діапазоні 70 - 200 мм від дна бака, що попередить попадання води в патрубок, що служить для відведення повітря і відпрацьованої рециркуляційної води з насоса (позиція 12 (рис. 4.1)), а також для стабільного забезпечення водою насоса і запобігання попаданню в нього повітря через патрубок, що служить для подачі води в насос (позиція 11 (рис. 4.1)).

4.2 Експериментальна оцінка впливу параметрів крильчатки на продуктивність насоса

Для оцінки ефективності застосування і обґрунтування параметрів крильчатки з поліпропілену були проведені прискорені випробування водокільцевого вакуумного насоса з крильчатками трьох типів: базовою 12-ти лопатевою сталевий (рис. 4.4 а), а також з 12-ти лопатевою (рис. 4.4 б) і 6-ти лопатевою (рис. 4.4 в) поліпропіленовими крильчатками при частоті обертання валу насоса 3000 об/хв і постійній величині вакууму 53% (47 кПа - залишковий тиск). В ході випробувань контролювалися: величина продуктивності насоса, температура рециркуляційної води, здатність насоса забезпечувати стабільний рівень вакууму, необхідний для процесу доїння.

Величина мінімально допустимій продуктивності вакуумного насоса дорівнює необхідній витраті повітря вакуумною системою і розраховувалася таким чином. При випробуваннях використовувався доїльний апарат АДУ-1. Допустимий рівень продуктивності із застосуванням цього доїльного апарату був розрахований за методикою описаною в роботах [19], де потрібна витрата Q повітря вакуумною системою описується вираженням:

$$Q = 1,35 \cdot \kappa \cdot V_a \cdot (1 + A), \quad (4.1)$$

де 1,35 - коефіцієнт, що враховує недосконалість конструкцій пульсатора і колектора, виражається в протіканні повітря при переміщенні клапанів; κ - частота пульсацій (с^{-1}); V_a - початковий об'єм повітря при атмосферному тиску, що знаходиться в камерах і трубках одного доїльного апарату (м^3); A - коефіцієнт, що враховує протікання повітря з вакуумної системи доїльної установки внаслідок недостатньої її герметичності;

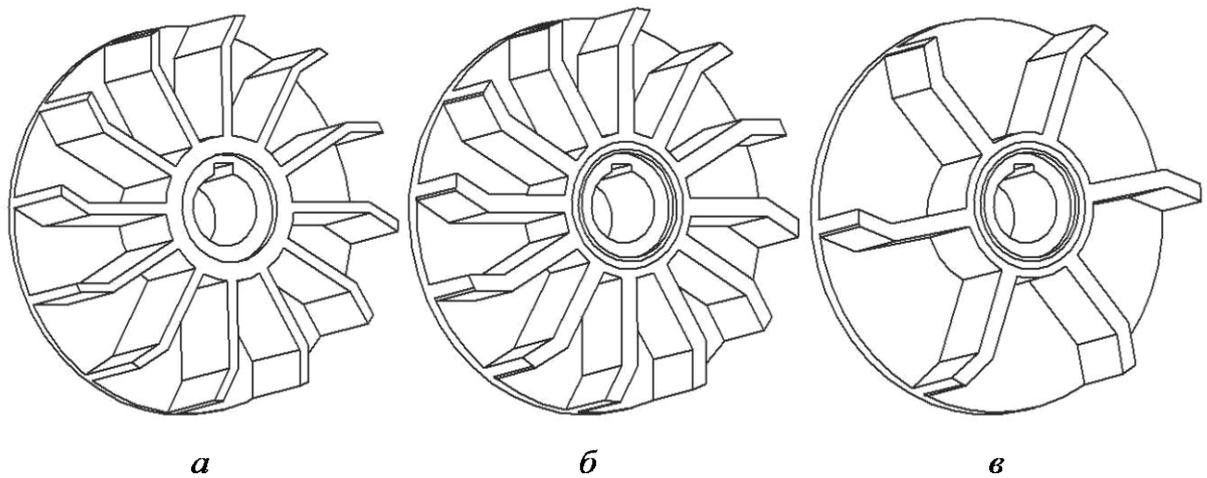


Рисунок 4.4 - Вид випробуваних варіантів крильчатки :

a - крильчатка сталева; *б* - крильчатка поліпропіленова з 12 лопатями;
в- крильчатка поліпропіленова з 6 лопатями.

Початковий об'єм повітря при атмосферному тиску у використуваному доїльному апараті АДУ-1 склав [19] $V_a = 0,000621 \text{ м}^3$, частоту пульсацій до $\kappa = 60/60 \text{ с}^{-1}$; а коефіцієнт $A = 1$, тоді згідно з вираженням (4.1) отримаємо витрату повітря рівний:

$$Q = 1,35 \cdot 60 / 60 \cdot 0,000621 \cdot (1 + 1) = 0,00168 \text{ м}^3/\text{с} = 6,048 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Таким чином, продуктивність водокільцевого вакуумного насоса агрегату індивідуального доїння МДА - 1 має бути не нижче $6,05 \text{ м}^3/\text{год}$.

Випробування за оцінкою впливу параметрів крильчатки на продуктивність насоса проводилися на експериментальній установці (рис. 4.3) при експлуатаційному режимі роботи. Результати випробувань, приведені у вигляді графіків зміни температури рециркуляційної води (рис. 4.5) і продуктивності (рис. 4.6) від часу роботи насоса дозволили встановити наступне [17]. Як видно з графіку час на досягнення сталого температурного режиму і величина температури рециркуляційної води в насосі з базовою сталевією крильчаткою мають найнижчі показники і складають 51 С° після закінчення 55 хв. безперервної роботи насоса (крива 1 (рис. 4.5)).

Отриманий показник температури рециркуляційної води в насосі з 12-ти лопатевою поліпропіленовою крильчаткою був досягнутий після закінчення 65-70 хв. і склав 74-75 С°, що перевищує показник насоса з базовою сталевією крильчаткою на 23-25 С° (крива 3 (рис. 4.5)).

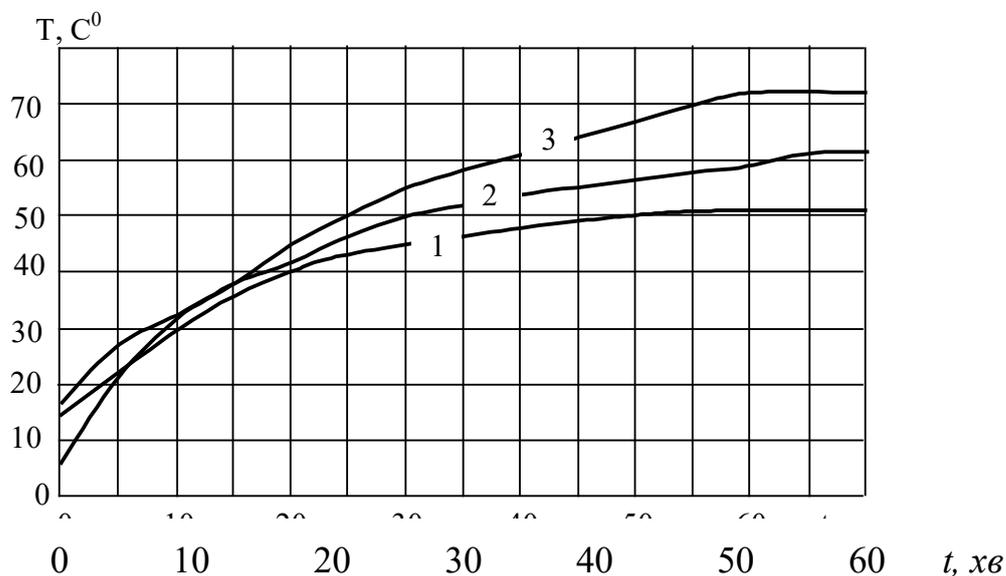


Рисунок 4.5 - Залежність температури рециркуляційної води від часу:

- 1 - сталевіє крильчатка; 2 - поліпропіленовіє крильчатка з 6 лопатками;
- 3 - поліпропіленовіє крильчатка з 12 лопатками.

При випробуванні насоса з 6-ти лопатевою поліпропіленовою крильчаткою постійний рівень температури рециркуляційної води встановився після 65-70 хв. безперервної роботи насоса і склав 60-63 С° (крива 2 (рис. 4.5)), що перевищує показник з базовою комплектацією на 11-13 С°. Підвищення температури рециркуляційної води в насосах укомплектованих пластиковими крильчатками пов'язано з відносно низькою теплопровідністю поліпропілену, а зниження температурного показника в насосі з 6-ти лопатевою крильчаткою відносно 12-ти лопатевою обумовлено меншою кількістю лопаток, що позначається на треті шарів води об лопатки насоса.

Отриманий рівень продуктивності насоса із сталевією крильчаткою досягав 9 м³/год після закінчення 40 хвилин безперервної роботи насоса (крива 1 (рис. 4.6)), що дозволило забезпечити коефіцієнт запасу продуктивності 1,49.

Насос з 12-ти лопатевою поліпропіленою крильчаткою після закінчення 15-17 хвилин не зміг забезпечити мінімально допустимий рівень продуктивності в $6,05 \text{ м}^3/\text{год}$ (крива 3 (рис. 4.6)), яка продовжувала знижуватися після 60 хвилин безперервної роботи.

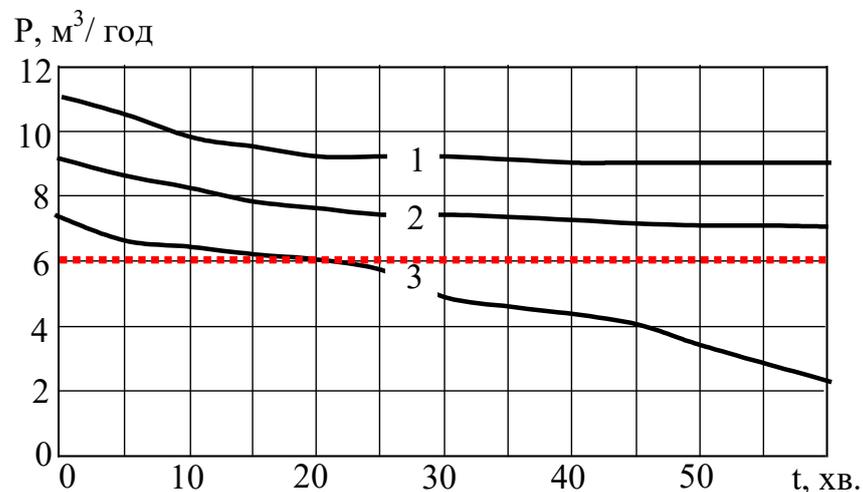


Рис. 4.6. Залежність продуктивності насоса від часу:

..... максимальна витрата повітря (доїльний апарат АДУ - 1); 1 - сталеві крильчатка; 2 - поліпропіленова крильчатка з 6 лопатками; 3 - поліпропіленова крильчатка з 12 лопатками;

Для досягнення сталого показника продуктивності в $7,2 \text{ м}^3/\text{год}$ насмокчу з 6-ти лопатевою поліпропіленою крильчаткою знадобилося 45 хв. (крива 2 (рис. 4.6)).

Зниження продуктивності насоса з 12-ти лопатевою поліпропіленою крильчаткою пов'язане з підвищеним рівнем температури рециркуляційної води і зменшенням міжлопатевого простору з $0,0213 \text{ дм}^3$ (при сталевій 12-ти лопатевої крильчатці) до $0,0173 \text{ дм}^3$ (при поліпропіленою 12-ти лопатевої крильчатці) внаслідок збільшення товщини лопатки в два рази (з 3 мм до 6). Такі зміни привели до збільшення маси насиченої пари, яка у момент розрядки в зоні всмоктуючого вікна [18], коли з впускного отвору повинне поступати повітря в насос, створює тиск, що замикає подачу повітря з ресивера в міжлопатевої простір крильчатки.

Збільшення міжлопатевого простору в 2,46 рази в 6-ти лопатевої поліпропіленової крильчатки (0,0426 дм³) привело до досягнення сталого режиму продуктивності.

Таким чином, використання водокільцевого вакуумного насоса з поліпропіленової 6 - ти лопатевою поліпропіленової крильчаткою при середньому сталому рівні продуктивності 7,2 м³/год, забезпечує потрібний рівень вакууму з коефіцієнтом запасу 1,2, що є достатнім при використанні агрегату індивідуального доїння, а відсутність накипу на поверхні крильчатки після 100 годин напрацювання і кількості води, що випарувалася, в 98 л. робить використання цього матеріалу при виготовленні крильчатки насоса виправданим.

4.3 Уточнення методики проектувального розрахунку продуктивності насоса

На стадії проектування доїльної установки одним з основних розрахунків є визначення продуктивності вакуумного насоса. Відповідно до методики [16] розрахунок продуктивності насоса зводиться до визначення коефіцієнта відкачування:

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_D \cdot \lambda_T - \lambda_0 - \lambda_{II} - \lambda_H - \lambda_{II}. \quad (4.2)$$

Масова витрата газу, переносимого з боку нагнітання на сторону всмоктування, необхідний для визначення коефіцієнта λ_0 визначається по формулі:

$$m_{30} = S_{30} \cdot \rho_H, \quad (4.3)$$

де S_{30} - витрата повітря, що переноситься з боку нагнітання на сторону всмоктування; ρ_H - щільність повітря при нагнітанні.

$$S_{30} = f_{30} \cdot b_0 \cdot n, \quad (4.4)$$

де f_{30} - площа робочого осередку, розташованого безпосередньо за вікном нагнітання (рис. 4.7), яка визначається вираженням:

$$f_{30} = \frac{\pi \cdot r_0^2 \cdot \gamma}{2 \cdot \pi} + \sqrt{m \cdot (m - e') \cdot (m - r_0) \cdot (m - \rho')} - \frac{\pi \cdot r_1^2 \cdot \beta}{2 \cdot \pi} + \sqrt{c \cdot (c - e') \cdot (c - r_0) \cdot (m - \rho'')} \quad (4.5)$$

r_0 - радіус кола, що описує дугу внутрішньої поверхні рідинного кільця в межах робочого осередку, розташованого безпосередньо за вікном нагнітання визначається по формулі :

$$r_0 = 0,5 \cdot (r_{22} + r_1 + d). \quad (4.6)$$

e' - ексцентриситет кола, що описує дугу внутрішньої поверхні рідинного кільця в межах робочого осередку, розташованого безпосередньо за вікном нагнітання, визначається по формулі:

$$e' = 0,5 \cdot [r_{22} - (r_1 + d)]. \quad (4.7)$$

Радіуси p' і p'' визначаються згідно з виразами:

$$p' = -e' \cdot \cos(\varphi_2 - \beta) + \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \cdot \sin^2(\varphi_2 - \beta)}, \quad (4.8)$$

$$p'' = -e' \cdot \cos \varphi_2 + \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \cdot \sin^2 \varphi_2}. \quad (4.9)$$

β - кут між лопатками крильчатки :

$$\gamma = \arccos \left[\frac{(e')^2 + r_0^2 - (p'')^2}{2 \cdot e' \cdot r_0} \right] - \arccos \left[\frac{(e')^2 + r_0^2 - (p')^2}{2 \cdot e' \cdot r_0} \right] \quad (4.10)$$

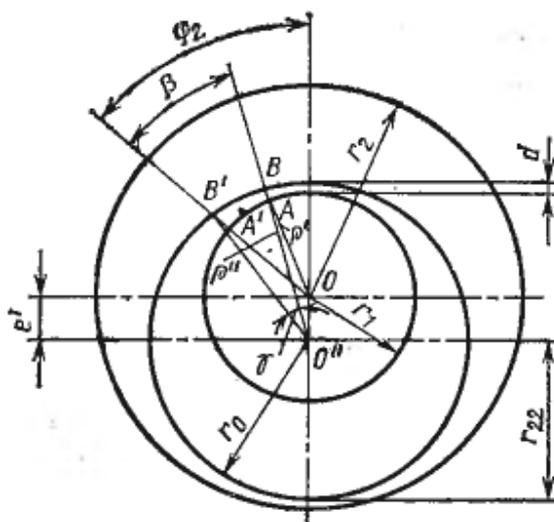


Рисунок 4.7 - Схема до розрахунку робочого осередку, розташованого безпосередньо за вікном нагнітання

На основі проведених експериментальних досліджень була уточнена методика проектувального розрахунку продуктивності водокільцевого вакуумного насоса (ВВН), яка враховує як вплив температури рециркуляційної води, так і фізичні властивості матеріалу крильчатки. Відповідно до уточненої методики продуктивність насоса розраховується по формулі:

$$P = S_T \cdot (\lambda_1 \cdot \lambda_D \cdot \lambda_T \cdot \chi - \lambda_0 - \lambda_{II} - \lambda_H - \lambda_{II}). \quad (4.11)$$

При цьому коефіцієнти λ_T , λ_0 і λ_I залежать від температури рециркуляційної води T (у градусах Кельвіна) таким чином:

$$\lambda_T = \frac{T_n}{0,5(T_n + T)}; \quad (4.12)$$

$$\lambda_0 = \frac{704,34 \cdot S_{3.o.}}{S_T \cdot \rho \cdot (T_n + T)}; \quad (4.13)$$

$$\lambda_u = \frac{P_{nn}}{\rho \cdot R_{nn} \cdot 0,5(T_n + T)}. \quad (4.14)$$

З метою уточнення методики у вираження (4.11) додатково введений коефіцієнт χ , який враховує вплив фізичних властивостей матеріалу крильчатки на продуктивність насоса. Експериментально визначені значення цього коефіцієнта, які складають для сталеві крильчатки $\chi = 0,38$, а для поліпропіленові крильчатки $\chi = 0,32$. Ці значення слід використовувати при розрахунках продуктивності насосів з геометрично подібними розглянутим крильчатками. На рис. 4.8 приведені побудовані по формулі (4.11) теоретичні залежності продуктивності водокільцевого насоса від температури рециркуляційної води і експериментальні дані, отримані при випробуваннях. Відносна погрішність не перевищує 5,6 %.

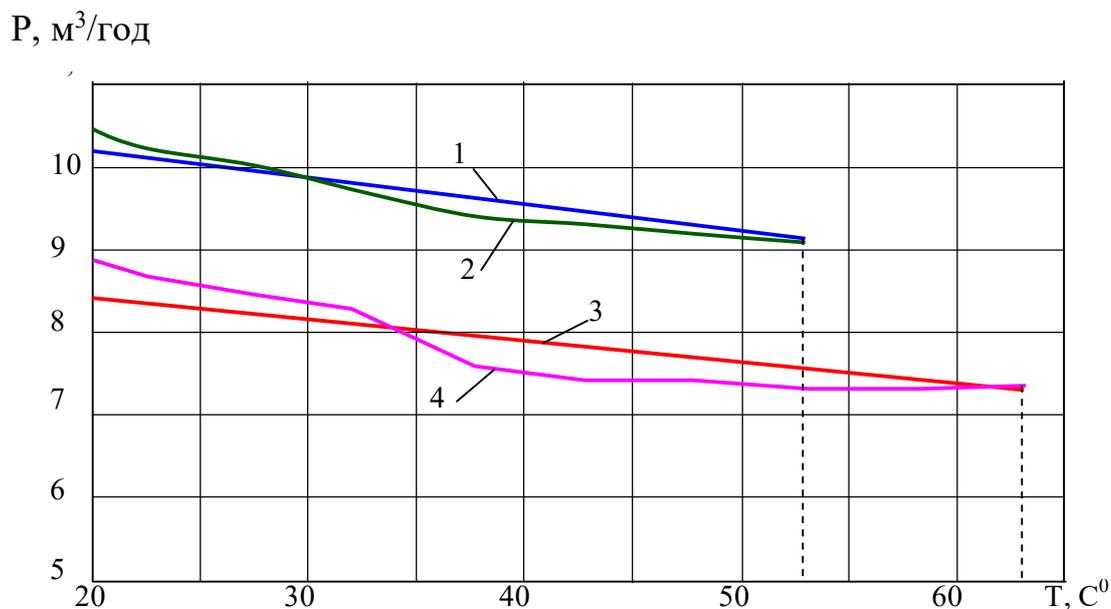


Рисунок 4.8 - Залежність продуктивності водокільцевого насоса від температури рециркуляційної води:

1 – розрахункова продуктивність ВВН із сталеву крильчаткою; 2 - середня експериментальна продуктивність ВВН із сталеву крильчаткою; 3 - розрахункова продуктивність ВВН з поліпропіленової крильчаткою; 4 - середня експериментальна продуктивність ВВН з поліпропіленової крильчаткою;

Висновки до четвертого розділу

1. Розроблена методика порівняльних випробувань водокільцевого вакуумного насоса з поліпропіленової і сталеву крильчатками, яка дозволила спроектувати експериментальну установку і провести випробування за визначенням ефективності використання поліпропілену при виготовленні крильчаток. В ході випробувань встановлено, що зміна міжлопатевого простору крильчатки впливає на температуру рециркуляційної води, а отже, і на величину продуктивності насоса. Визначена кількість лопаток поліпропіленової крильчатки рівне 6-ти, таке, що забезпечує достатній запас продуктивності при експлуатаційному режимі роботи насоса, що відповідає необхідному рівню вакууму 53% (47 кПа залишковий тиск).

2. Відсутність накипу на поверхні поліпропіленової крильчатки після 100 годин випробувань, в ході яких витрачено 98 л. рециркуляційної води, підтверджує ефективність використання поліпропілену при виготовленні крильчаток водокільцевого вакуумного насоса.

3. На основі випробувань уточнена методика теоретичного розрахунку продуктивності водокільцевого вакуумного насоса. Експериментально встановлена величина коефіцієнта χ , що коригує, враховує вплив фізичних властивостей матеріалу крильчатки і температуру рециркуляційної води, який складає $\chi = 0,32$ для крильчаток з поліпропілену і $\chi = 0,38$ для сталевих крильчаток. Використання скоректованої теоретичної методики розрахунку для крильчаток з геометрично подібною формою дозволить з достатньою точністю визначати величину дійсної продуктивності різних типорозмірів водокільцевих вакуумних насосів.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ І ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НАСОСА

5.1 Методика виміру залишкових деформацій лопатки

В ході проведення попередніх випробувань, описаних вище, було встановлено, що сталий температурний режим роботи водокільцевого вакуумного насоса у складі агрегату індивідуального доїння, оснащеного електродвигуном потужністю 1,1кВт з частотою обертання 3000 об/хв. складає 55 - 57 С°. Літературні джерела [14,15] свідчать, що в поліпропілені при температурі вище 20 С° і механічному навантаженні окрім пружних виникають деформації повзучості.

Найбільш вірогідний вид ушкоджень внаслідок повзучості - це наростаючі залишкові деформації, які можуть привести до зміни геометрії лопатей [10, 13], тертю крильчатки об корпус насоса в перерізі I – I (рис. 5.1), і як наслідок, до можливості заклинювання насоса і втрати працездатності. З метою визначення довговічності поліпропіленової крильчатки по накопиченню деформації повзучості і вибору величини мінімального проміжку δ з умов забезпечення необхідного ресурсу потрібне проведення прискорених випробувань.

У зв'язку з необхідністю проведення ресурсних випробувань знадобилася розробка спеціальної методики оцінки залишкових деформацій, що виникають в результаті повзучості поліпропілену. З проведених раніше розрахунків [18, 13] напружено-деформованого стану лопаток насоса в процесі роботи слід чекати максимальну величину деформації на кінцях лопаток (можливі деформації лопаток показані пунктиром на рис.5.1). Для визначення міри деформованості лопатки застосування стандартних вимірювальних інструментів не ефективне, оскільки для їх використання необхідно встановити базову поверхню, що в даному випадку не представляється можливим. Враховуючи, що величина проміжку $\delta = 0,4 \div 1$ мм (рис. 5.1), величина вимірюваних залишкових деформацій повинна знаходитися в цих же межах.

Можливі деформації лопатки поліпропіленової крильчатки при контакті вимірювального інструменту з поверхнею з поліпропілену можуть бути досить великі, що також ускладнює застосування стандартних вимірювальних інструментів.

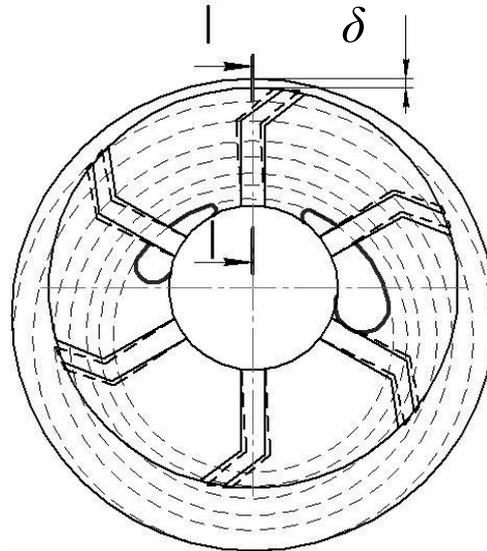


Рисунок 5.1 - Схема водокільцевого вакуумного насоса

Застосовуючи сучасні комп'ютерні технології можна з достатньою мірою достовірності оцінювати рівень залишкових деформацій на поверхнях виробів нестандартної геометричної форми. Для визначення максимальних деформацій на торцевій поверхні поліпропіленової крильчатки водокільцевого вакуумного насоса був розроблений і застосований описаний нижче метод оцінки по внаслідок накопичення залишкових деформацій [13].

На торцевій поверхні крильчатки в місцях максимальних очікуваних деформацій (точка *b* на рис.5.2) і в місцях їх відсутності (точки *a* і *z* на рис.5.2) наносяться контрольні мітки круглої форми діаметром 1 мм і завглибшки 2-3 мм, і заповнюються водостійкою фарбою контрастного кольору (такі мітки зберігаються в процесі ресурсних випробувань). Перед проведенням випробувань робиться сканування торцевої поверхні спільно з мірною шкалою 1 (рис. 5.2) з максимальною роздільною здатністю сканера. Обробка і аналіз отриманого зображення (рис.5.2) в графічних редакторах типу Компас, AutoCad, SolidWork та ін. підтвердила відсутність оптичної погрішності виміру розмірів на плоскій торцевій поверхні крильчатки, поєднаної з робочою площиною сканера.

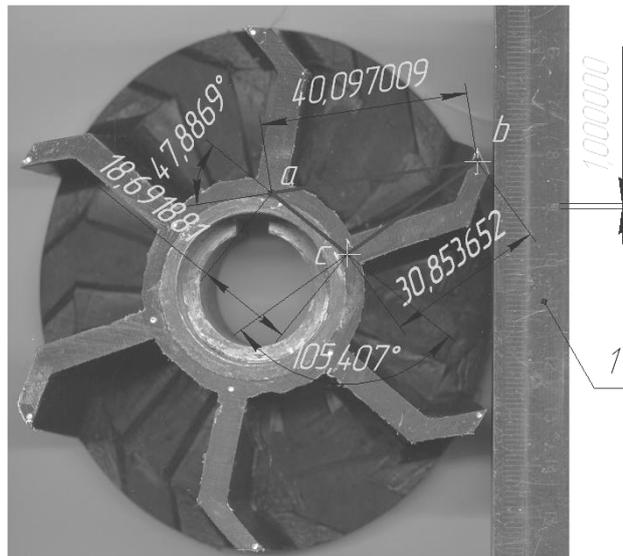


Рисунок 5.2 - Зображення торцевої поверхні, що сканує крильчатки

Оцінка погрішності виміру деформацій пропонованим способом полягала в тому, що зображення, що сканують, отримані в результаті поєднання торцевої поверхні крильчатки з робочою поверхнею сканера, оброблялися таким чином. Зображення поміщалося у вікно графічного редактора "Компас", робилося збільшення знімка в областях міток *a*, що цікавлять, *b*, *c* (рис. 5.2). Сканування поверхні крильчатки сканером марки Epson Perfection 1260 з роздільною здатністю 600 точок/дюйм², дозволило отримати зображення контрольних міток з діаметром 1 мм достатньої якості і зі збільшенням в 40-45 разів, що зробило можливим здійснювати обробку зображень з відповідним рівнем точності. Наступним кроком методу оцінки залишкових деформацій лопаток є окреслення зображення контрольних міток колами діаметром 1 мм за допомогою засобів креслення графічного редактора так, щоб зображуване коло описувало контури контрольних міток з максимально можливою точністю. Змалювавши мітки *a*, *b*, *c*, (рис. 5.2), слід з'єднати центри отриманих кіл за допомогою графічного редактора.

Вимірюючи сторони *ab*, *bc* і *ac*, а також кути у трикутника *abc*, що вийшов, повторюємо цю операцію на усіх десяти зображеннях, використовуючи однойменні мітки.

Очевидно, що при деформації лопатки розміри сторін ab , bc і кутів $\angle bac$ $\angle acb$ трикутника змінюватимуться, що дозволить оцінювати рівень накопичення залишкових деформацій.

З метою визначення точності пропонованого методу вимірів і оцінки візуальної погрішності по кожному з вказаних геометричних параметрів по 10 вимірам робилася оцінка середнього

$$\bar{L} = \frac{\sum L_i}{10}, \quad (5.1)$$

середньоквадратичного відхилення

$$S_L = \sqrt{\frac{\sum (L_i - \bar{L})^2}{10 - 1}}, \quad (5.2)$$

і коефіцієнта варіації

$$v = \frac{S_L}{\bar{L}} \cdot 100\%. \quad (5.3)$$

Результати обчислень зведені в таблицю 5.1.

Виходячи з параметрів, представлених в таблиці, можна зробити висновок, що візуальна оптична погрішність методу вимірів знаходиться в межах від 0,0023 до 0,071 мм для лінійних деформацій і від 0,037° до 0,041° для кутових деформацій, що можна вважати допустимим для контролю деформацій повзучості матеріалу крильчатки в ході ресурсних випробувань.

Після десятиразового виміру початкового положення контрольних міток усіх шести лопаток, крильчатка встановлювалася на стенд, і проводилися випробування за розробленою методикою. Після проведення випробувань експериментальний зразок знімався із стенду і проводилося повторне сканування торцевої поверхні випробовуваної крильчатки з нанесеними раніше контрольними мітками і обробка отриманих зображень.

В результаті обробки зображень торцевої поверхні поліпропіленової крильчатки були отримані два види допоміжних трикутників (Δabc - напрацювання 0 годин і $\Delta a'b'c'$ - напрацювання n годинника) що сполучають

однойменні контрольні мітки [12]. Для визначення абсолютного переміщення слід було розглядати переміщення контрольної точки уздовж радіальної l і дотичної k осей (рис. 5.3). Для цього однойменні трикутники розташовувалися так, щоб сторони трикутників ac і $a'c'$ мали однаковий кут нахилу до дотичної осі k .

Після розташування даних трикутників під відповідним кутом, сторони трикутників ac і $a'c'$ повинні співпадати (рис. 5.3).

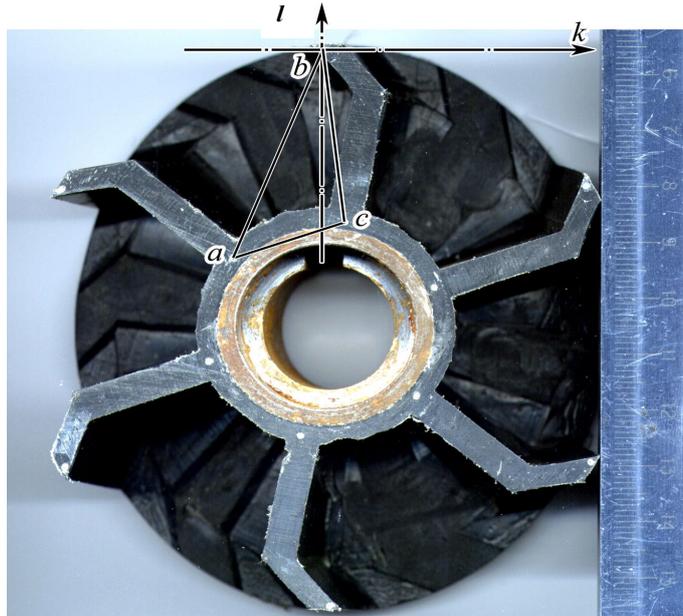


Рисунок 5.3 - Розташування контрольних міток на крильчатці

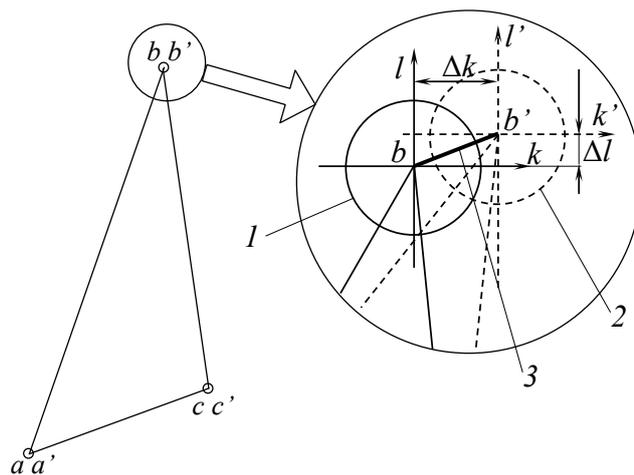


Рисунок 5.4 - Схема виміру переміщення контрольних міток :

- 1 - положення контрольної мітки до початку випробувань;
- 2 - положення контрольної мітки після припинення випробувань;
- 3 - абсолютна залишкова деформація лопатки.

Розташували, таким чином, попарно трикутники отримуємо 10 пар переміщень уздовж радіальної Δl і дотичної Δk осей b' відносно точки b . Після чого, визначивши середні значення переміщень Δl і Δk , будуємо прямокутник із сторонами $\bar{\Delta l}$ і $\bar{\Delta k}$, діагональ якого і вважаємо абсолютною величиною повного переміщення точки b' відносно точки b .

Виконавши такі виміри на трикутниках, які відповідають усім шести лопаткам крильчатки, можемо оцінити величину залишкових деформацій крильчатки в цілому.

5.2 Методика проведення прискорених ресурсних випробувань насоса

При розробці методики прискорених випробувань водокільцевого вакуумного насоса агрегату індивідуального доїння для отримання достовірних даних про залишкові деформації лопаток поліпропіленової крильчатки насоса за основу був прийнятий метод проведення випробувань в комбінованому режимі навантаження [16, 17].

Проведення прискорених комбінованих випробувань з контролем величини деформаційного ушкодження крильчатки водокільцевого вакуумного насоса внаслідок повзучості поліпропілену здійснювалося на чотирьох зразках крильчатки [13]. Була вибрана двоступінчата система навантаження для кожного випробовуваного зразка. Режими навантаження відповідали експлуатаційному - рівень вакууму 53% (47 кПа залишковий тиск) і посиленому - рівень вакууму 85% (15 кПа залишковий тиск) режимам роботи насоса. Завдання потрібного режиму навантаження проводилася дроселюванням за допомогою індикатора КИ - 4840. Експлуатаційний режим відповідав робочій величині вакууму, встановленого для процесу доїння, посилений режим досягався шляхом максимального перекриття подачі повітря з атмосфери в ресівер доїльної установки. При цьому слід враховувати той факт, що індикатор КИ - 4840 призначений для поточного контролю робочого вакууму, тому посилений режим навантаження, що реалізовується, за певних екстремальних умов може виникати в процесі експлуатації вакуумної установки індивідуального доїння.

При випробуванні першого зразка поліпропіленової крильчатки з долею часу навантаження, відповідному верхньому посиленому ступеню навантаження $\alpha_1 = 1$, була використана тільки верхній ступінь навантаження, а другий ступінь, що відповідає експлуатаційному режиму роботи насоса при випробуванні першого зразка задіяна не була і її доля $\alpha_2 = 0$. Оцінка величини деформацій повзучості матеріалу крильчатки здійснювалася розробленим раніше методом [п 5.1]. Після навантаження першого зразка в течії 80 годин середня величина абсолютної деформації повзучості поліпропіленової лопатки склала 0,23 мм, що відразу підтвердило наявність накопичення залишкових деформацій, які можуть привести до відмови.

При випробуваннях другого зразка доля часу навантаження, що відповідає верхньому посиленому ступеню $\alpha_1 = 0,47$ з тривалістю випробувань 80 годин, а східці навантаження, роботи насоса доїльної установки, що відповідає експлуатаційному режиму, відповідала доля часу навантаження $\alpha_2 = 0,53$ з тривалістю 90 годин.

Тривалість роботи на першому ступені навантаження α_1 при випробуваннях першого і другого зразків крильчатки залишалася однаковою. Це дозволило безпосередньо оцінити вплив режиму експлуатаційного навантаження на деформацію повзучості крильчатки. Другий зразок крильчатки і усі наступні випробовувані зразки навантажувалися в ході випробувань поперемінно то першим ступенем навантаження, то другим, з тим, щоб усунути можливість впливу ефекту післядії на результати випробувань. Таким чином, навантажуючи другий зразок циклами по 10 годин експлуатаційного режиму і 10 годин посиленого, після загального напрацювання 170 годин середня величина абсолютної деформації повзучості поліпропілену по чотирьох лопатках крильчатки склала 0,3644 мм. Виходячи з цього можна зробити висновок, що експлуатаційний режим роботи насоса також є ушкоджувальним і сприяє накопиченню залишкових деформацій внаслідок повзучості поліпропілену.

Проте слід зауважити, що експлуатаційний режим роботи насоса доїльного агрегату призводить до меншої інтенсивності росту деформації повзучості полімеру, чим посилений режим. Це також підтверджують і результати, отримані в ході випробувань третього і четвертого зразків.

Навантаження третього зразка здійснювалося режимами в наступному пайовому співвідношенні - $\alpha_1 = 0,34$, $\alpha_2 = 0,66$, також навантаження робилися циклами по 20 годин експлуатаційного режиму і 10 годин посиленого. Після загального напрацювання крильчатки о 150 годині була визначена середня величина залишкових деформацій по усіх лопатках крильчатки, яка склала 0,2018 мм. Четвертий зразок крильчатки випробовувався згідно з вибраним режимом з долями часу навантаження $\alpha_1 = 0,25$, $\alpha_2 = 0,75$, що відповідала циклам о 10 годині посиленого режиму і 30 годинах експлуатаційного. Таким чином, після закінчення загального часу навантаження, який відповідав 160 годинам, величина залишкових деформацій склала 0,21мм. План проведення і результати випробувань приведені в таблицю. 5.1

Таблиця 5.1- Режими комбінованого навантаження і результати випробувань

№ крильчатки	1	2	3	4
α_1 - доля часу роботи крильчатки в посиленому режимі навантаження	1	0,47	0,333	0,25
α_2 - доля часу роботи крильчатки в експлуатаційному режимі навантаження	0	0,53	0,667	0,75
Загальний час навантаження, год.	80	170	150	160
Повна деформація повзучості, мм	0,2322	0,3644	0,2018	0,2112

В ході проведення прискорених ресурсних випробувань шляхом виміру проміжних значень накопичених залишкових деформацій в третьому і четвертому зразках була оцінена динаміка процесу повзучості поліпропілену, яка підтвердила літературні дані [12], про те, що процес повзучості таких полімерів як поліпропілен, поліетилен та ін. проходить не лінійно. Деформація повзучості

лопатки визначалася сумою векторів зміщення мітки уздовж радіальної l і дотичної k осей (рис. 5.5).

На зменшення мінімального проміжку між крильчаткою і корпусом насоса впливає лімітуюча ресурс, радіальна складова деформації лопатки.

Як бачимо з графіку на (рис. 5.5) процес повзучості поліпропілену, використовуваного для виготовлення крильчатки, описується сталою функцією, яка має вигляд :

$$l = a \cdot t^{\nu}, \quad (5.4)$$

де l - радіальна складова деформації повзучості лопатки, мм; a - постійний коефіцієнт; t - напрацювання, год; ν - показник міри.

Аналіз залежності деформації повзучості від напрацювання (рис. 5.5) дозволив визначити параметри вираження (5.4), яке для деформації повзучості поліпропіленової крильчатки, що випробовувалася, має вигляд :

$$l = 0,018 \cdot t^{0,37}.$$

Таким чином, при оцінці ресурсу по деформаційних ушкодженнях необхідно враховувати чинник нелінійності процесу накопичення ушкоджень.

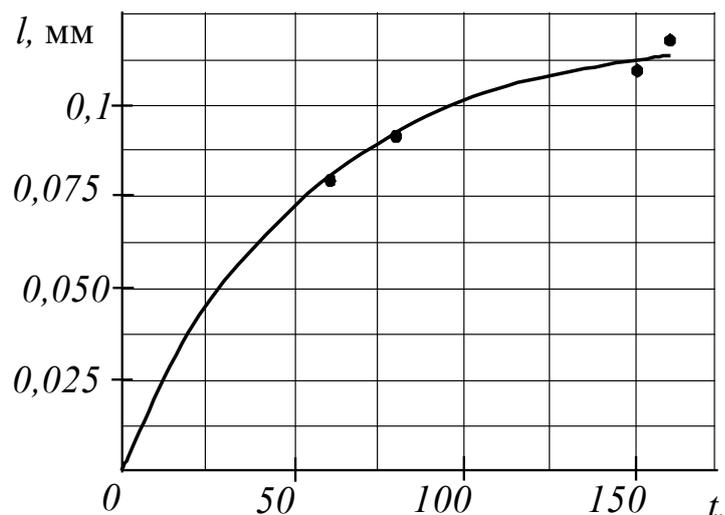


Рисунок 5.5 - Графік залежності деформації повзучості від напрацювання

Враховуючи той факт, що параметрична відмова, яка в даного завдання виражається повзучістю поліпропілену крильчатки, яка має нелінійний характер, виникає необхідність підтвердження достовірності результатів отриманих при використанні лінійної моделі підсумовування ушкоджень (1.31).

Висновки до п'ятого розділу

1. Розроблений новий метод виміру залишкових деформацій лопаток крильчатки, заснований на застосуванні сучасних комп'ютерних технологій, дозволяючий оцінити величину деформації до 0,01 мм з величиною середньоквадратичного відхилення не більше 0,071 мм при коефіцієнті варіації 0,23%.

2. Проведена оцінка кінетики пошкодження крильчатки з поліпропілену, аналіз результатів яких показав, що залежність радіальної складової деформації від напрацювання можна описати вираженням $l = 0,018 \cdot t^{0,37}$.

3. Обгрунтовано застосування лінійної моделі підсумовування деформаційних ушкоджень для прогнозування середнього ресурсу поліпропіленової крильчатки.

4. За результатами випробувань проведена точкова оцінка ресурсу поліпропіленової крильчатки, по накопиченню деформаційних ушкоджень, яка визначається радіальній складовій деформації повзучості лопатки і при мінімальному проміжку $\delta = 1$ мм складає 109 тис. год.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1 Правила охорони праці при роботі з доїльною установкою

Робота оператора на фермі ВРХ супроводжується рядом небезпек, які він має враховувати для запобігання шкоди здоров'ю та безпечного виконання своїх обов'язків. Небезпеки при роботі персоналу ферми:

1. Інфекція від хворої тварини;
2. Контакт з тваринами які знаходяться в нестабільному психологічному стані;
3. Піднімання та переміщення вантажів вище граничних норм;
4. Некоректне використання інструментів та інвентарю;
5. Високі показники шуму при роботі обладнання, або при процесі роздавання кормів.

Вимоги до кваліфікації оператора (слюсаря) доїльного обладнання: професійно-технічна освіта; підвищення рівня кваліфікації; стаж та досвід роботи за професією кожного з попередніх розрядів – не менше одного року.

Шкідливі, небезпечні чинники при роботі оператора доїльної установки:

- роздратування корови під час перед-доїльних та після-доїльних операцій;
- нерівна та слизька підлога станків для доїння або утримання тварин;
- не дотримання встановлених правил електробезпеки при експлуатації електричної частини доїльної установки;
- дефекти, пошкодження та знос гумових елементів доїльних установок;
- наявність збудників хвороб у приміщеннях для доїння.

Дії працівників які можуть призвести до ушкодження здоров'я:

- биття, дратування корів з використанням підручних інструментів
- биття, дратування корів з використанням підручних інструментів;
- не використовують спец обладнання під час доїння корів з нестабільним психологічним станом;
- після процесу доїння в доїльних залах не проводяться санітарні роботи;
- відсутність дезінфекції доїльної зали;

- нехтують правилами експлуатації доїльної установки;

Ситуації які несуть шкоду здоров'я персоналу:

- перебування персоналу біля роздратованої тварини;
- пошкодження ізоляції електрообладнання ферми та доїльної установки;
- падіння працівника на слизькій підлозі;
- через мірне вдихання парів аміаку.

З доїльною установкою окрім оператора також взаємодіє сервісна служба, або інші структури які відповідають за стан агрегатів на території ферми.

До небезпек механічного типу відноситься:

- травми внаслідок торкання до вузлів які рухаються;
- травми внаслідок зачіпання гострих кутів та інших геометричних особливостей ферми та її обладнання;
- підсмоктування сторонніх речей у вакуумну систему;
- під час монтажу та обслуговування обладнання можлива втрата стійкості;
- падіння в результаті витікання масла з вакуумного насоса.

Термічна небезпека при роботі на фермах ВРХ:

- висока температура води під час промивання (90 градусів), робота вакуумного насоса можуть спричинити опіки;
- опіки які виникли внаслідок зварювальних робіт.

Високий рівень шуму від вакуумної установки, кормороздавальної установки та установки для прибирання гною викликають наступні наслідки:

- пошкодження слуху на тривалий термін або його втрата;
- дзвін у вухах, головний біль;
- стрес та стомлювання;
- порушення уваги та роздратованість.

Небезпеки які відносяться до електрообладнання:

- прямий та непрямий контакт з деталями які перебувають під напругою;
- небезпека статичної напруги;
- нехтування правилами при взаємодії з електрообладнанням.

Небезпеки пов'язані з неправильним монтажем та обслуговуванням вакуумної установки:

- проведення робіт з обслуговування під час роботи установки;
- вивід в приміщення або відсутність вихлопу вакуумної установки;
- не встановлення або відсутність передбачених конструкцією огорож для шківів насоса та електродвигуна.

Загальні вимоги щодо охорони праці на фермах великої рогатої худоби:

- під час роботи з доїльною установкою персонал зобов'язаний виконувати правила та загальні вимоги базової інструкції;
- до роботи з обладнанням доїльної установки допускаються особи старші вісімнадцяти років;
- персонал яких працює з електрообладнанням повинен знати правила з електробезпеки та володіти вміннями надавати першу допомогу постраждалим від дії електричного струму;
- під час процесу машинного доїння персонал зобов'язаний використовувати засоби для індивідуального захисту такі як: бавовняний халат та головний убір, антишумові навушники, спеціальне взуття з натуральної шкіри які витримують сильні удари та наступання на цвяхи, гумовий фартух, трикотажні або резинові рукавиці.
- перед початком роботи з переносним, стаціонарним електричним обладнанням необхідно переконатися у: відсутності пошкоджень ізоляції кабелів та надійне кріплення їх до машини, відсутності замкнутих кабелів з металевими поверхностями та предметами, відповідній надійності заземлення корпусів трансформаторів;
- тримати робоче місце в чистоті та порядку де встановлена вакуумна установка;
- перевіряти та стежити за надійністю встановлення захисної огорожі (кожуха) над ремінною передачею вакуумної установки;

- під час роботи вакуумної установки забороняється очищення, заміна фільтра, зворотного клапана, надягання ременів та усування несправності агрегатів;

- підтримувати сходинки доїльних майданчиків або стійлових місць сухими та чистими;

- на доїльних залах, де використовуються електронні пульсатори забороняється відкривати кришку пульсатора, яка знаходиться під напругою;

Правила охорони праці у випадку аварійної ситуації:

- у випадку аварійної ситуації при роботі з електрообладнанням доїльної установки персонал зобов'язаний виконувати вимоги з безпеки типової інструкції електрообладнання.

- у випадку, якщо стаціонарна машина б'ється струмом, або виявлені інші ознаки дії електричного струму, необхідно сповістити електрика або людину відповідальну за монтаж та обслуговування обладнання та покинути зону ураження.

6.2 Карта безпеки праці вакуумної установки

При запуску вакуумної установки (рис. 6.1) оператор має провести ряд операцій з щоденного ТО. Ці операції повинні проводитися з дотриманням вимог охорони праці. Згідно цих вимог була складена карта безпеки при роботі з вакуумною установкою, яка приведена в таблиці 6.1.

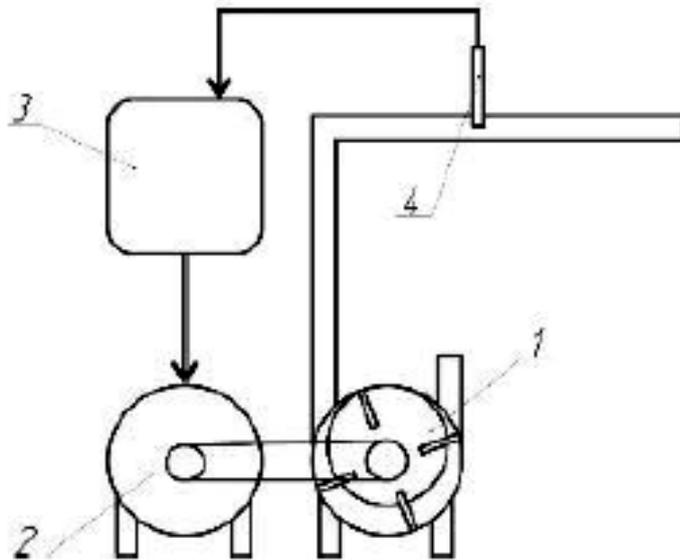


Рисунок 6.1 - Схема вакуумної установки:

1 - вакуумний насос (ротаційно-лопатевий); 2 - електродвигун; 3 - силовий щит(380В) та блок керування; 4 - вакуумметр

Таблиця 6.1 - Карта безпеки праці вакуумної установки

№	Назва вузла	Технічні вимоги праці	Методи та засоби контролю	Періодичність
1	Вакуумний насос (ротаційно-лопатевий)	Під час ремонту, сервісному обслуговуванні та заміні складових установки, джерела електроструму мають бути відключені. На щиті живлення повісити табличку «Не вмикати - Працюють люди»	Огляд. Перевірка тестером. Випробування.	I
2	Електродвигун	Чистота, відсутність залишків масла, пилу, бруду та інших механічних домішок. Надійне болтове кріплення. Шківни двигуна та насоса повинні бути відцентровані. Електродвигун має бути заземлений.	Огляд. Очищення.	II

3	Силовий щит (380В) та блок керування	Кнопка «Запуск» має бути невтраченого зеленого кольору, «Аварійна зупинка» - ярко червоного кольору та виступати за межі панелі. Щит має бути обладнаний світловою індикацією стану щита та трифазним реле контролю фаз. Також повинна бути передбачена звукова сигналізація.	Огляд. Випробування.	II
4	Вакуумметр	Відсутність пилу, бруду, вапна та сторонніх засобів дезінфекції приміщення. Герметичне з'єднання.	Огляд. Очищення.	II
5	Кабель електроживлення	Наявність волого-теплостійкої ізоляції, гофри. Кабелі повинні бути сховані в стінах або в спеціальних кожухах електропроводки. Ізоляція має бути з опором не менше 0,5 Мом	Зовнішній контроль.	II
6	Вимоги правил охорони праці з облаштування робочого місця	Рівень шуму який видає установка не повинен перевищувати 80 дБА	Зробити виміри за допомогою шумоміра типу Benetech GM1352	III
7	Вимоги правил охорони праці з облаштування робочого місця	Освітленість на робочому місці вакуумної установки повинна бути не менше 60 лк	Зробити виміри люксометром типу UNI-T UT383	III

де I - щозмінна перевірка; II - щомісячна перевірка; III - сезонна перевірка (річна).

6.3 Порядок дій працівників у разі настання надзвичайної ситуації

1. У випадку появи напруги на зовнішніх поверхнях з металу, а це машини та обладнання, огорожа стійл та секцій, негайно припинити роботу, покинути зону дії струму та повідомити електрика або відповідальну особу.

2. У разі раптового відключення електроенергії необхідно повідомити електрика або відповідальну особу та вжити заходів направлених виключити раптове увімкнення електричного обладнання, вимкнути рубильники та відключити обладнання від мережі.

3. Самостійно усувати несправності електропроводки та електроустаткування заборонено. Повідомити електрика, або відповідальну особу.

4. У випадку виявлення ознак пожежі або загоряння необхідно: одразу повідомити пожежну охорону за телефоном 101; організувати евакуацію людей, тварин, гасіння пожежі та збереження матеріального забезпечення.

5. Рідини що являються легкозаймистими, гасять вогнегасниками направляючи струмінь вогнегасника під основу полум'я, або закривають поверхню мокрим брезентом, піском та землею.

6. Кормовий пил вибухонебезпечний його необхідно рясно полити водою.

7. Тверді горючі речовини такі як: вугілля, тирса, солома, сіно гасять водою, закидають землею або піском та покривають вологим брезентом.

8. Під час усунування пожежі електрообладнання його необхідно знеструмити та гасити лише вуглекислотним вогнегасником або піском.

9. Водопровідні труби що замерзлі відігрівати відкритим вогнем заборонено. Відігрівати їх можна лише за допомогою гарячої води, піском або парою.

10. У випадку перегону бика з нестабільним станом треба заспокоїти його сильним натисканням на носове кільце. Після його вгамування тиск припинити.

11. Неспокійних биків необхідно переганяти зі стійла вдвох страхуючись палицею-водилом.

12. Під час поганих погодних умов таких як гроза, буревій тощо, необхідно перегнати худобу у літній табір, корівник або місце з найменшою вірогідністю ураження блискавкою.

13. У разі нещасного випадку який пов'язаний з отриманням травми внаслідок нападу тварини, ураження електрострумом або падіння, необхідно надати першу допомогу стосовно характеру пошкоджень які отримав потерпілий.

Допомогу потрібно надавати в такій послідовності:

- виключити вплив на людину і її організм факторів що загрожують здоров'ю (звільніть від електричного струму, погасіть пожежу на одязі, знеструмте машини та обладнання;

- провести оцінку стану потерпілого, визначити тяжкість та характер отриманих травм;

- вжити заходів порятунку в порядку терміновості: відновити провідність дихальних шляхів, масаж серця, зробити штучне дихання, зупинити кровотечу, накласти пов'язку шину тощо;

- до прибуття медичних працівників підтримуйте основні життєві функції постраждалого;

- викличте карету швидкої по телефону 103, або транспоруйте постраждалого до найближчого лікувального закладу;

14. У випадку перелому палиці-води́ла від скаженого бика, його необхідно заспокоїти струменем води, піною вогнегасника, або накинути йому на голову підручні предмети.

15. У випадку випадкової зустрічі з биком, за відсутності засобів самозахисту сховайтесь в недоступному місці для бика та чекайте на допомогу.

16. При витягуванні тварини яка провалилася у вигрібну яму, будьте обережні та уважні в даному випадку тварина вкрай неспокійна, користуйтеся підмогою та спец технікою.

Висновки до шостого розділу

1. На основі нормативної документації та згідно вимог правил безпеки та охорони праці, ми склали список небезпечних і шкідливих для здоров'я та життя факторів при експлуатації доїльного обладнання, техніку безпеки при монтажу, пуску та обкатці доїльної установки.

2. З метою збереження здоров'я, правильного виконання щоденних обов'язків та обслуговування для вакуумної установки була складена карта безпеки праці.

7 ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ І РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

7.1 Рекомендації по обґрунтуванню параметрів насоса для забезпечення вакуумом доїльної установки

В Україні, за останні роки відзначається тенденція по модернізації молочних комплексів, яка полягає в переобладнанні старих господарств і впровадженні на них нових технологій за змістом, розведенню і доїнню великої рогатої худоби. Перехід від прив'язного способу корів до безприв'язного з доїнням в доїльно-молочних блоках набуває усього більшого поширення на території України.

Кількість дойко-місць при доїнні в доїльному залі визначається кількістю поголів'я і технологічних груп, виходячи з розрахунку, що одна технологічна група корів повинна знаходитися на доїнні не більше 2 годин на добу, а час доїння усіх технологічних груп не повинен перевищувати 7 - 8 годин на добу. Враховуючи можливі втрати і витрату вакууму, слід розраховувати вакуумну лінію виходячи з умови мінімального рівня продуктивності вакуумної системи 5 м³/год на одно дойко-місце.

Для прикладу обґрунтування параметрів водокільцевого вакуумного насоса з поліпропіленової крильчаткою на основі результатів виконаних досліджень вибраний проєкт по модернізації молочного комплексу СТОВ АФ «Нефедівське» Кам'янець-Подільського району Хмельницької області з поголів'ям дійного стада 500 голів.

Модернізація комплексу полягала в переобладнанні корівників і переведенні тварин з прив'язного стійла (при доїнні в молокопровід) до безприв'язному стійла з доїнням в доїльно-молочному блоці, обладнаному двома доїльними установками типу «Ялиночка 2х6» із загальним числом доїльних місць 24. Розроблений проєкт розрахований на зміст дійного стада поголів'ям 600 корів в 6-ти технологічних групах з тривалістю доїння усього поголів'я від 4 годин 20 хвилин до 5 годин, що дозволяє застосовувати як двократне, так і триразове

доїння. Для забезпечення стабільного і ефективного процесу доїння сумарна продуктивність насосів, що забезпечують вакуумну лінію цього доїльного блоку не має бути менше 120 м³/год.

Застосовуючи розроблену методику по забезпеченню необхідного рівня надійності елементів вакуумної лінії і використовуючи скоректований метод розрахунку продуктивності, визначимо параметри водокільцевого вакуумного насоса з поліпропіленової крильчаткою, здатного забезпечувати стабільну і ефективну роботу двох доїльних установок типу «Ялиночка 2х6».

Для забезпечення ефективного процесу доїння на двох доїльних установок типу «Ялиночка 2х6», необхідно встановити 4 насоси із запропонованими параметрами. При такій конфігурації силової бази вакуумної системи доїльного залу забезпечуватиметься продуктивність рівна 160 м³/год, при цьому вихід з ладу одного з насосів не приведе до зупинки процесу доїння усього комплексу. Таке резервування потрібне для запобігання збоєм в процесі доїння стада, яке може привести не лише до втрати продукції, але і погіршенню здоров'я тварин.

7.2 Розрахунок економічного ефекту від підвищення ресурсу агрегату індивідуального доїння МДА – 1

При розрахунку економічного ефекту за рахунок зміни ресурсу деталей [1,3] слід розглядати три групи. До першої групи відносяться ресурсні деталі, відмова яких призводить до вичерпання ресурсу агрегату, до складу якого вони входять. Крім того, до цієї групи слід віднести деталі, вихід з ладу яких викликає відмова ресурсної деталі.

Друга група складається з деталей, заміну яких роблять тільки з потреби або при незначному залишковому ресурсі, незалежно від моменту проведення ремонту.

Третя група включає деталі, що замінюються при їх відмові в експлуатації і практично при кожному ремонті, незалежно від їх технічного стану.

Крильчатку водокільцевого вакуумного насоса доїльного агрегату слід віднести до першої групи, оскільки відмова крильчатки призводить до втрати працездатності насоса, і як наслідок до втрати працездатності усього доїльного агрегату. Річний економічний ефект від зміни ресурсу деталі визначається згідно ДСТУ 23729-95 по формулі:

$$C_z = n \cdot \left[\frac{P_{\partial 1} - P_{\partial 2}}{T_z} + 0,15 \cdot (C_{\partial 2} - C_{\partial 1}) \right], \quad (7.1)$$

де n - кількість деталей, ресурс яких підвищився; $P_{\partial 1}$ і $P_{\partial 2}$ - витрати на заміну сталевих і поліпропіленових крильчаток, відповідно за термін служби, грн.; T_z - річне напрацювання, год.; $C_{\partial 1}$ і $C_{\partial 2}$ - балансова вартість сталевих і поліпропіленових крильчаток, відповідно, грн.

Витрати на заміну деталі за термін служби визначаються з вираження:

$$P_{\partial} = b \cdot C \cdot \frac{T \cdot T_z - T_{\partial}}{K_{\partial} \cdot T_{\partial}} + 0,5 \cdot (1 + \nu_{\partial}^2), \quad (7.2)$$

де b - коефіцієнт, що враховує транспортні витрати при ремонті $b = 1,1$; C - вартість ремонту з урахуванням вартості деталі, грн.; T - термін служби, років; T_{∂} - середній ресурс деталі, година; K_{∂} - коефіцієнт, що характеризує відношення середнього ресурсу запасної частини до середнього ресурсу спочатку встановленої деталі того ж найменування; ν_{∂} - коефіцієнт варіації ресурсу деталі.

Фірмою виготівником агрегатів індивідуального доїння МДА - 1 надані відомості про витрати на виготовлення і ремонт насоса, пов'язаного із заміною крильчатки, згідно якого собівартість металевих крильчаток з 12 лопатками розраховується з наступних технологічних операцій:

1. Вирубівання заготівлі; 2. Точіння втулки згідно креслення; 3. Свердління отвору у втулці; 4. Проточка фаски на втулці; 5. Проточка зовнішнього діаметру основи крильчатки; 6. Виточка паза шпонки; 7. Вирубівання заготівлі лопатки - 12 шт.; 8. Гнучка лопаток згідно з кресленням; 9. Приварювання втулки до фланця; 10. Зачистка зварювання; 11. Приварювання лопаток - 12 шт.; 12. Зачистка зварювання; 13. Проточка зовнішнього діаметру крильчатки; 14. Слюсарні роботи.

Вартість виконання технологічних операцій на виготовлення металевої крильчатки складає 33,34 грн. Вартість матеріалу для виготовлення металевої крильчатки складає 5,62 грн. Амортизаційні витрати і витрати на електроенергію складають 11,56 грн.

Собівартість виготовлення сталевий крильчатки складає:

$$C_M = 330,34 + 50,621 + 110,56 = 500,52 \text{ грн.}$$

Виготовлення поліпропіленовий крильчатки з 6 лопатками включає наступні технологічні операції:

1. Проточка втулки відповідно до креслення. 2. Виконання паза шпонки у втулці; 3. Накатка на втулці. 4. Установка втулки в прес-форму. 5. Пресування на АТП - 1 цикл. 6. Токарні роботи.

Вартість виконання технологічних операцій на виготовлення поліпропіленовий крильчатки складають 10,27 грн.

Вартість матеріалу для виготовлення поліпропіленовий крильчатки складає 2,40 грн.

Витрати на амортизаційні витрати, на витрату електроенергією і витрати на виготовлення прес-форми складають 5,34 грн.

Загальна собівартість виготовлення поліпропіленовий крильчатки складає:

$$C_{\text{пр}} = 100,27 + 20,40 + 50,34 = 180,01 \text{ грн.}$$

Отже, витрати на виготовлення поліпропіленовий крильчатки в 2,8 рази менше, ніж на виготовлення крильчатки із сталі (рис. 7.1).

У зв'язку з оснащенням доїльних агрегатів МДА - 1 поліпропіленовими крильчатками необхідно зробити оцінку річного економічного ефекту від підвищення середнього ресурсу крильчатки з 1125 год. (за даними фірми - виготівника) до 30400 год. при зниженні балансовий вартості з 500,52 грн. до 180,01 грн.

Вартість ремонту водокільцевого вакуумного насоса із заміною крильчатки складає 75,8 грн., кількість крильчаток в одному насосі - 1 шт.; термін служби агрегату - 10 років. Річне напрацювання агрегату розраховується по формулі:

$$T_2 = 365 \cdot n_c \cdot t \cdot n_d, \quad (7.3)$$

де n_c - кількість дійних корів; n_d - кількість доїнь в добу; t --тривалістю доїння однієї корови за одне доїння.

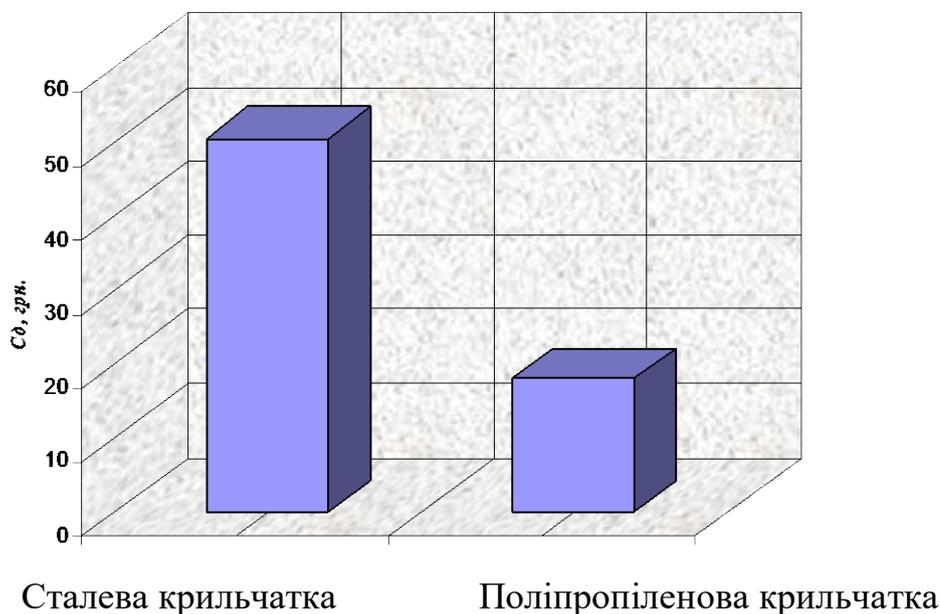


Рисунок 7.1 - Собівартість крильчатки

Виходячи з умови доїння не більше 10 корів на 1 агрегат за одне доїння, при кількості доїнь в день - 3 рази з тривалістю доїння однієї корови $t = 6$ хв. максимальне річне напрацювання агрегату згідно (7.3) складає:

$$T_p = 365 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 3 = 65700 \text{ хв} = 1095 \text{ год.}$$

Коефіцієнт, що характеризує відношення середнього ресурсу запасної частини до середнього ресурсу спочатку встановленої деталі приймаємо $K_d = 0,8$; коефіцієнт варіації ресурсу деталі $v_d = 0,4$.

Витрати на заміну сталевих крильчаток за термін служби згідно (7.2) :

$$P_d = 1,1 \cdot 75,8 \cdot \frac{10 \cdot 1095 - 1125}{0,8 \cdot 1125} + 0,5 \cdot (1 + 0,4^2) = 829,17 \text{ грн.}$$

З огляду на те, що використання поліпропіленової крильчатки забезпечує нормативний ресурс доїльної установки, заміна крильчатки не робиться і витрати на виконання цієї операції за увесь термін служби агрегату дорівнюють нулю.

На підставі отриманих даних визначуваний річний економічний ефект на одиницю продукції:

$$C_2 = 1 \cdot \left[\frac{829,17}{10} + 0,15 \cdot (50,52 - 18,01) \right] = 96,67 \text{ грн.}$$

При середньо річному випуску доїльних агрегатів в 225 шт. середньорічний економічний ефект від впровадження поліпропіленової крильчатки складе 217500,75 грн.

Таблиця 7.1 - Показники економічної ефективності

Показники	Значення показника	
	Сталева крильчатка	Поліпропіленова крильчатка
1. Річний випуск доїльних агрегатів, шт	225	225
2. Вартість виконання технологічних операцій на виготовлення, грн.	330,34	100,27
3. Вартість матеріалу для виготовлення, грн.	560,2	240,0
4. Амортизаційні витрати на електроенергію, грн.	110,56	530,4
5. Собівартість виготовлення, грн.	500,52	180,01
6. Витрати на заміну сталевих крильчаток за термін служби, грн	-	829,17
7. Річний економічний ефект, грн.	-	217500,75
8. Економічний ефект на одиницю продукції, грн.	-	9600,67

Висновки до сьомого розділу

1. Використання запропонованого в роботі методу за оцінкою рівня надійності і визначення фактичної продуктивності водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів, оснащених поліпропіленовими крильчатками, дозволило визначити параметри водокільцевого насоса для забезпечення ефективного процесу доїння стада в 500 голів.

2. Рівень продуктивності вакуумної лінії, що забезпечує вакуумом дві доїльні установки типу «Ялиночка 2×6» доїльно-молочного блоку має бути не нижче 120 м³/год. За результатами розрахунку запропоновано використовувати чотири водокільцеві вакуумні насоси з поліпропіленовими 8-ми лопатевими крильчатками діаметром $r^2 = 0,243$ м і завтовшки лопатки 45мм, загальною продуктивністю 160 м³/год, що дозволить забезпечити вірогідність безвідмовної роботи крильчатки по раптових відмовах $R_B = 0,9976$, а по втомних руйнуваннях $R_Y = 0,984$.

3. Проведений розрахунок економічної ефективності використання поліпропіленових крильчаток для комплектації водокільцевих вакуумних насосів агрегатів індивідуального доїння МДА-1. Річний економічний ефект отриманий від підвищення ресурсу насоса, зниження собівартості і підвищення технологічності виробництва крильчатки склав 9600,67 грн. на один агрегат.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У кваліфікаційній роботі приведено теоретичне узагальнення і нове рішення актуального наукового завдання, що виражається в математичному моделюванні процесів деформації крильчатки і виникнення поступових відмов, обумовлених нелінійною динамікою повзучості поліпропілену. Це дозволило підвищити надійність водокільцевих вакуумних насосів доїльних агрегатів шляхом використання прогресивних матеріалів, обґрунтувати технічні параметри і впровадити насоси в серійне виробництво.

1. Виконаним аналізом результатів попередніх досліджень по забезпеченню механічної надійності водокільцевих вакуумних насосів встановлено, що надійність насоса лімітується довговічністю крильчатки, ресурс якої не відповідає нормативному значенню для доїльної установки в 30 тис. год. Для базової металеві крильчатки характерні ушкодження від корозії і накипи, які призводять до відмов. Використання прогресивного матеріалу, такого як поліпропілен, при виготовленні крильчаток усуває дію чинників, що обмежують ресурс. Для забезпечення безвідмовності розробленої крильчатки з поліпропілену обґрунтована необхідність проведення досліджень з використанням комп'ютерних технологій і звичайно-елементних моделей. Підвищення довговічності можливе на основі проведення ресурсних випробувань на деформаційну пошкоджену і втомну міцність крильчаток з поліпропілену. Забезпечення продуктивності водокільцевих вакуумних насосів потребує дослідження впливу на цей показник зміни матеріалу крильчатки і температури рециркуляційної води.

2. На основі розрахунку моменту сил тертя рідини у безлопатковому просторі водяного кільця проведена теоретична оцінка рівня навантаженості лопаток крильчатки. З використанням методу кінцевих елементів проведено теоретичне дослідження безвідмовності крильчатки, яке дозволило обґрунтувати товщину лопатки, що забезпечує високі показники безвідмовності у разі виготовлення її з поліпропілену: вірогідність неруйнування від раптових перевантажень дорівнює 0,9997, а від втоми матеріалу - 0,9964.

3. Аналізом деформованого стану лопаток крильчатки з поліпропілену встановлена закономірність росту радіальної складової деформації, яка визначає можливість появи поступових відмов в процесі розвитку повзучості. Розроблена методика виміру деформацій лопаток крильчатки, яка використовує комп'ютерні технології і дозволяє вимірювати величину деформації повзучості.

4. Експериментальними дослідженнями впливу фізичних властивостей матеріалу крильчатки і температури рециркуляційної води на продуктивність водокільцевого вакуумного насоса встановлена залежність, за допомогою якої обґрунтована необхідна кількість лопаток крильчатки.

5. Для прогнозування ресурсу розроблена методика проведення прискорених ресурсних випробувань вакуумного насоса з поліпропіленової крильчаткою на деформаційну і втомну пошкодження. Прискорення досягається за рахунок чергування нормального і посиленого режимів навантаження.

6. За результатами проведених прискорених ресурсних випробувань загальним об'ємом 560 год і статистичного моделювання обґрунтовані межі для мінімального відносного проміжку між крильчаткою і корпусом ($\Delta = 0,0135...0,03$). Це забезпечує ресурс крильчатки по деформації повзучості не менше нормативного ресурсу доїльної установки в 30 тис. год. Випробуваннями підтверджений необхідний рівень надійності крильчатки по втомних руйнуваннях.

7. За результатами виробничих випробувань водокільцеві вакуумні насоси з розробленою крильчаткою впроваджені в серійне виробництво агрегатів індивідуального доїння МДА-1 на СТОВ АФ «Нефедівське» Кам'янець-Подільського району Хмельницької області з річним економічним ефектом 21750,75 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анілович В. Я., Коропів В. Г. Забезпечення надійності сільськогосподарської техніки. Київ. Техніка, 2009. 125 с.
2. Погорілий Л. В., Анілович В. Я. Випробування сільськогосподарської техніки: науково-методичні основи і прогнозування надійності сільськогосподарських машин. Київ. Фенікс, 2004. 208 с.
3. Погорілий Л. В. Підвищення експлуатаційно-технологічної ефективності сільськогосподарської техніки. Київ: Техніка, 1990. 176 с.
4. Свечніков В. В., Павельчук Ю.Ф., Возняк В. Г. Методи підвищення надійності і міцності сільськогосподарської техніки // Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. Вісник ХДТУСГ. Харків: ХДТУСГ, 2011. Вип. 8. Т. 2. - С. 321-325.
5. Анілович В. Я. Грінченко О. С., Карабін В. В. Міцність і надійність машин. Київ: Урожай, 2006. 288 с.
6. Погорілий Л. В. Інженерні методи випробувань сільськогосподарських машин. Київ: Техніка, 2001. 157с.
7. Грошів Л. М., Дмитренко Н.Ф., Рибалка Т. І. Надійність сільськогосподарської техніки. Київ. Урожай, 2000. 192 с.
8. Дегтярев Г. П. Довідник по машинах і устаткуванні для тваринництва (2-е видавництво, перераб. і доп.). Київ. Урожай, 2006. 224 с.
9. Бегучев А.П., Соколів Д. С. Довідник майстра машинного доїння корів. Київ: Урожай, 2003. 124 с.
10. Машини і устаткування для тваринництва / І.І. Ревенко, М. В. Брагінець, В. І. Ревенко. Київ: Кондор, 2008 - 730 с.
11. Носів М. С. Механізація робіт на тваринницьких фермах. 3-е видавництво, перераб. і доп. Київ: Урожай, 2007. 415 с.
12. Жваво А. І., Ружи́ло З. В. Проблеми підвищення надійності вакуумних насосів роторного типу // Праці Міжнарод. науково - технічною конф. "Перспективи розвитку механізації, електрифікації, автоматизації і технічного сервісу сільськогосподарського виробництва". Глеваха: ІМЕСГ 2006. С. 60.

13. Лінник М. К., Остапенко М. А. Основні напрямлення наукових досліджень з механізацій і електрифікацій доїння корів.// Матеріали XII Міжнародного (I Українського) симпозіуму з питань машинного доїння корів 11-14 травня 2004 року. Глеваха: ННЦ «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства», 2005. С. 4-9.

14. Алферов А. І. Прискорені випробування водокільцевих вакуумних насосів агрегатів індивідуального доїння// Міжнародний форум молоді «Молодь і сільськогосподарська техніка в XXI столітті». Збірка матеріалів форуму. Харків: ХНТУСХ. 2005. С. 65.

15. Гринченко А. С., Алферов А. І. Забезпечення ефективності і працездатності водокільцевих вакуумних насосів в агрегатах індивідуального доїння // Техніко-технологічні аспекти розвитку і випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України : Збірка наукових праць / Укр. НДІ прогнозування техніки і технологій для с.-г. виробництва імені Л. Погорілого. Дослідницьке, 2005. Вип. 8 (22), кн. 2. С. 56-60.

16. Фісяченко О. І., Нанка О. В., Дзюба А. І. Дослідження робочого процесу доїльної установки УДФ 00.000-01.//Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка : Механізація сільськогосподарського виробництва. Харків, 2007. Вип. 59, том 1. С. 371-376.

17. Алферов А.І. Ефективність і працездатність водокільцевих вакуумних насосів агрегатів індивідуального доїння// Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка : Проблеми надійності машин і засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Харків, 2008. Вип.69. С. 246-252.

18. Гринченко А. С., Алферов А. І. Визначення залишкових деформацій крильчатки водокільцевого вакуумного насоса із застосуванням комп'ютерних технологій.//Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка: Механізація сільськогосподарського виробництва. Харків, 2006. Вип. 44, том 2. С. 269-273.

19. Gordon E., Osterstrom B. A new type of tyrbomolecular vacuum pump bearing. J. Vac. Sei. Technol. A (2), 1983. Apr. - June.

20. Richman J. Consideration in utilization of large mechanical vacuum pumping systems Ind. Heat., 2006. 53. N 6. P. 18 - 20.

21. ANSYS User's Manual for Revision 5.0. Volume IV. Theory./ Edited by Peter Kohnke, PhD. Swanson Analysis Systems, Inc. December 23, 2002.

22. Watkins R.I. Reliability and of a finite element analysis of a turbine disk // Accuracy, Reliab and train. FEM Technol. Proc. 4th World Cong., Interlaken. 2004. P. 398 - 407.

23. Kaufman A., Tong M., Saltsman J. F. and Halford G. R. Structural analysis of turbine blades using unified constitutive models //Int. Conf. Comput. Engine Technol. Cambrige. 2007.-P. 145-150.

24. Методичні рекомендації для виконання та оформлення дипломної роботи здобувачами другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності Н7 «Агроінженерія» / Ю.І. Панцир, А.В. Рудь, В.І. Дуганець, В.І. Дуганець, Л.С. Шелудченко, С.М. Грушецький, Комарніцький С.П. За ред. В.І. Дуганця. – Кам'янець-Подільський: ЗВО «ПДУ», 2025. - 52 с.