

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії та енергетики
Кафедра процесів, машин і обладнання в агроінженерії

УДК 637.125

Кваліфікаційна робота на правах
рукопису

НЕСТЕРЕНКО Марина Миколаївна

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РІДИННО-КІЛЬЦЕВОГО
ВАКУУМНОГО НАСОСА ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ**

208 «Агроінженерія»

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

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

(підпис)

(ініціали та прізвище здобувача вищої освіти)

Керівник роботи
к.т.н., Медведський О.В.

Житомир – 2021

АНОТАЦІЯ

Нестеренко М. М. **Підвищення ефективності рідинно-кільцевого вакуумного насоса доїльної установки.** – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістр зі спеціальності 208 – агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2021 р.

У кваліфікаційній роботі виконано оцінку вакуумних насосів для доїльних установок, встановлено переваги рідинно-кільцевих вакуумних насосів порівняно із пластинчасто-роторними, виявлено конструкційні та технологічні недоліки та шляхи їх усунення.

У кваліфікаційній роботі вирішено наукове завдання підвищення ефективності рідинно-кільцевого насоса шляхом обґрунтування параметрів розробленого повітряного ежектора.

Аналітичними дослідженнями встановлено залежності ступеня підвищення тиску від конструкційних параметрів розробленого ежектора та режимних характеристик, доведено експлуатаційну ефективність впровадження розробки.

Ключові слова: вакуумна установка, рідинно-кільцевий вакуумний насос, коефіцієнт ежекції, ежектор, тиск.

ANNOTATION

Nesterenko M. M. **Improving the efficiency of the liquid-ring vacuum pump of the milking parlor.** – Qualification work on the rights of the manuscript.

Qualifying work for a master's degree in 208 – agroengineering. – Polissia National University, Zhytomyr, 2021

In the qualification work the evaluation of vacuum pumps for milking installations is performed, the advantages of liquid-ring vacuum pumps in comparison with plate-rotor ones are established, structural and technological shortcomings and ways of their elimination are revealed.

In the qualification work the scientific problem of increase of efficiency of the liquid-ring pump by substantiation of parameters of the developed air ejector is solved.

Analytical researches have established the dependences of the degree of pressure increase on the design parameters of the developed ejector and mode characteristics, the operational efficiency of the development implementation has been proved.

Key words: vacuum installation, liquid-ring vacuum pump, ejection coefficient, ejector, pressure..

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ВОДОКІЛЬЦЕВИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ ДЛЯ ДОЇЛЬНИХ УСТАНОВОК	6
1.1 Загальна характеристика джерел вакууму для доїльних установок	6
1.2. Оцінка серійних рідинно-кільцевих насосів для доїльних установок	8
1.3. Висновки до розділу 1	12
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РІДИННО-КІЛЬЦЕВИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ ...	13
2.1. Шляхи підвищення ефективності рідинно-кільцевого вакуумного насоса	13
2.2. Висновки до розділу 2	16
РОЗДІЛ 3. УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРОБЛЕНОГО ЕЖЕКТОРА РІДИННО-КІЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА	17
3.1. Обґрунтування конструкції вакуумного ежектора	17
3.2. Визначення конструкційних параметрів та режиму роботи розробленого ежектора	19
3.3. Висновки до розділу 3	27
ВИСНОВКИ	28
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	29

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний розвиток обладнання машинного доїння корів не можливий без ефективної енергетичної машини забезпечення реалізації технологічного процесу машинного доїння корів – вакуумної установки. Серед представленого типового різновиду вакуумних установок, як найбільш ефективні за питомими показниками енергомісткості та матеріаломісткості варто виділити рідинно-кільцеві вакуумні насоси. Основною перевагою насосів даного типу є відносна безшумність роботи (лише 72 дБ) та висока продуктивність. Але суттєвим недоліком, що обмежує більш ширше використання рідинно-кільцевих насосів є недостатній тиск всмоктування для високопродуктивних доїльних установок. Вирішити дану проблему пропонується шляхом використання повітряних ежекторів у послідовній схемі поєднання з вакуум-проводом доїльної установки та рідинно-кільцевим вакуумним насосом. Але серійні конструкції ежекторів не задовольняють за габаритними розмірами та вагою, а головне вони досить чутливі до коливання вакуумметричного тиску, що притаманно доїльним установкам.

Таким чином, виникає потреба у дослідженні шляхів підвищення ефективності функціонування рідинно-кільцевого вакуумного насоса та розроблення оптимальної структурно-функціональної схеми повітряного ежектора з незначними габаритними розмірами та інтенсифікацією процесу.

Мета і задачі досліджень. Мета досліджень – підвищення ефективності рідинно-кільцевого вакуумного насоса шляхом підвищення тиску всмоктування за рахунок ефективної конструкції розробленого повітряного ежектора.

Для досягнення поставленої мети підлягають вирішенню такі завдання:

- виконати оцінку експлуатаційних показників вакуумних установок та встановити їх переваги та недоліки;

- встановити основні шляхи підвищення ефективності рідинно-кільцевого вакуумного насоса

- розробити структурно-функціональну схему повітряного ежектора з можливістю інтенсифікації процесу ежекції при мінімальних габаритних розмірах;

- дослідити режимні характеристики розробленого ежектора та обґрунтувати його конструкційні параметри та регуляторні характеристики.

Об'єкт дослідження – конструкція газового ежектора для рідинно-кільцевого вакуумного насоса.

Предмет дослідження – вплив конструктивних та технологічних параметрів розробленого ежектора на ступінь підвищення тиску всмоктування рідинно-кільцевого вакуумного насоса.

Методи досліджень. При вирішенні поставлених завдань використовували теоретичні дослідження із застосуванням теорії математичного моделювання та використанням основних положень гідрогазодинаміки, теплотехніки і вакуумної техніки.

Апробація результатів роботи. Основні положення і результати досліджень кваліфікаційної роботи викладено у роботах:

1. Нестеренко М. М. Обґрунтування конструкції ежектора вакуумної установки. *Біоенергетичні системи : Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції*. Житомир: ЖНАЕУ, 2020. Ч. 2 С. 61–62.

2. Нестеренко М. М. Шляхи підвищення ефективності рідинно-кільцевого вакуумного насоса. *Матеріали науково-практичної конференції «Наукові читання–2020»*. Житомир: ЖНАЕУ, 2020. С. 179–181.

3. Нестеренко М. М. Загальна характеристика джерел вакууму для доїльних установок. *Збірник тез науково-практичної конференції I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей*. 18 січня 2021 р. Житомир: Поліський національний університет, 2021. С. 13–15.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота включає вступ, три розділи основної частини, загальні висновки, список використаних літературних джерел, викладена на 30 сторінках комп'ютерного тексту.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ВОДОКІЛЬЦЕВИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ ДЛЯ ДОЇЛЬНИХ УСТАНОВОК

1.1 Загальна характеристика джерел вакууму для доїльних установок

Вакуумна установка призначена для створення сталого вакуумметричного тиску у трубопроводах доїльних агрегатів для забезпечення дії доїльних апаратів, транспортування молока та приведення в дію систем автоматики (циркуляційного миття, роздавання кормів тощо). Основним у складі вакуумної установки є вакуумний насос, що приводиться в дію від електродвигуна. Вакуумна установка може включати як ротаційно-пластинчасті так і рідинно-кільцеві вакуумні насоси (рис. 1.1) [1, 2, 3].

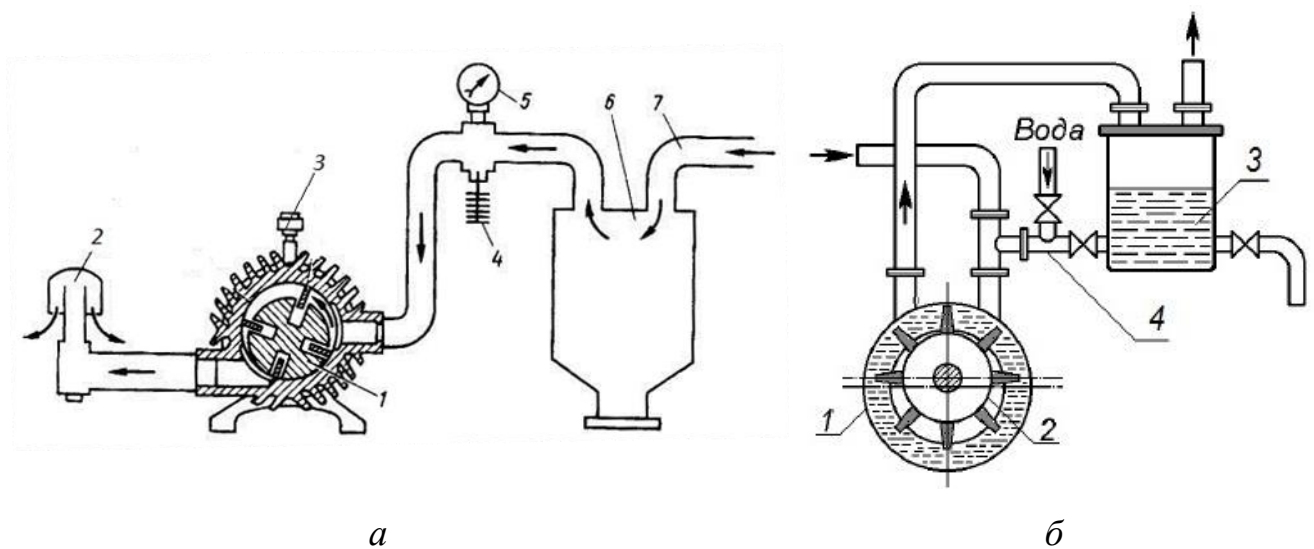


Рис. 1.1. Вакуумна установка з вакуумним насосом: *а* – ротаційно-пластинчастим: 1 – вакуумний насос; 2 – глушник; 3 – масляний бачок; 4 – вакуумний регулятор; 5 – вакуумметр; 6 – вакуумний балон; 7 – вакуумна магістраль доїльної установки; *б* – водокільцевим: 1 – корпус насоса; 2 – ротор; 3 – водяний бак; 4 – переливна трубка

Ротаційно-пластинчасті та водо кільцеві вакуумні насоси відмінні за будовою, принципом роботи та експлуатаційними показниками. Виконана порівняльна характеристика вакуумних насосів за питомими, показниками подана на рис. 1.2.

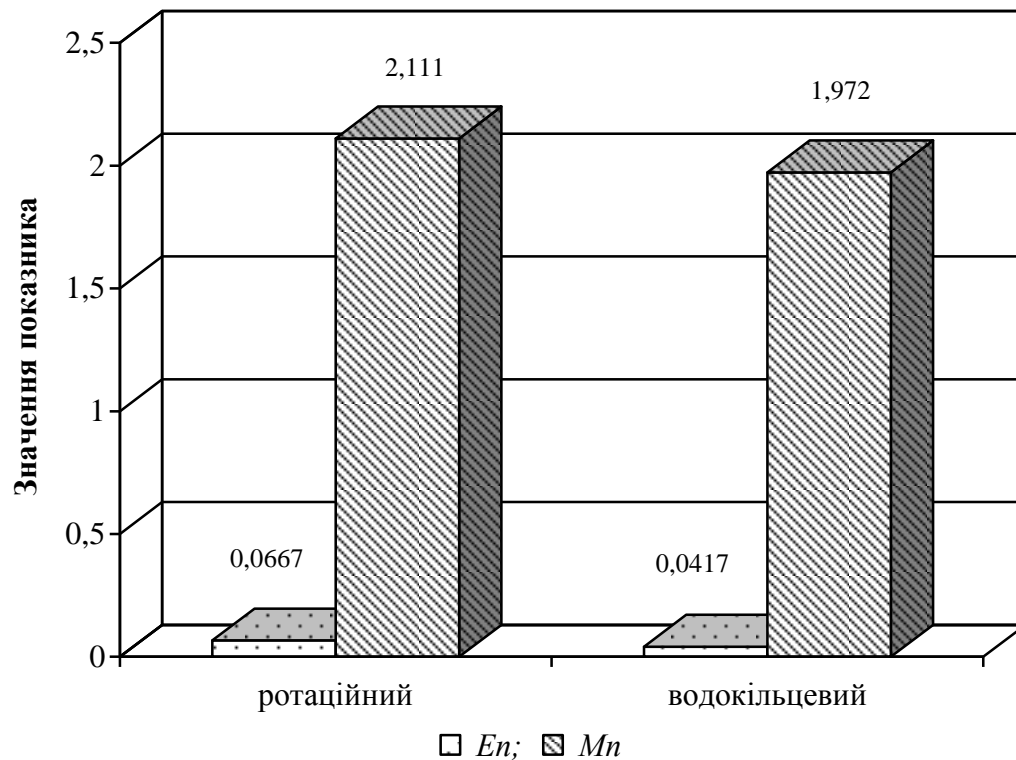


Рис. 1.2. Значення експлуатаційних показників вакуумних насосів: E_n – питома енергоємність, кВт×год/м³; M_n – питома металомісткість, кг×год/м³.

Найбільшого поширення серед енергетичного джерела для доїльних установок набули ротаційно-пластинчасті вакуумні насоси за рахунок простоти конструкції та незначних експлуатаційних видатків та здатністю забезпечити задані зоотехнічні вимоги до доїльного обладнання [4]. Але даному типу вакуумних насосів притаманні ряд недоліків. Зокрема це підвищене нагрівання під час роботи за рахунок тертя лопаток по статору і торцевих кришках насоса, що знижує ресурс внаслідок спрацювання тертям корпусних деталей [5, 6, 7].

Відповідно до проведеного аналізу (рис. 1.2), можна сказати, що водокільцеві вакуумні насоси переважають ротаційно-пластинчасті за питомою енергоємністю та питома металомісткістю на 37 % та 7 % відповідно. Це

означає, що рідинно-кільцеві вакуумні насоси можуть використовуватись для доїльних установок з високою пропускною здатністю, оскільки за однакових умов витрат потужності на привод мають суттєву перевагу за продуктивністю.

Окрім цього, рідинно-кільцеві вакуумні насоси (рис. 1.1, б) мають переваги порівняно з ротаційними оскільки у нього відсутнє сухе тертя між ротором і статором, що веде до збільшення ресурсу насоса і виключає необхідність мащення. Ущільнення ротора зі статором у рідинно-кільцевому насосі здійснюється за рахунок води, яка під час роботи обертається разом з ротором у вигляді кільця [6, 7]. Ось чому все частіше доїльні установки комплектують рідинно-кільцевими вакуумними насосами.

1.2. Оцінка серійних рідинно-кільцевих насосів для доїльних установок

У рідинно-кільцевих насосах вода окрім функцій робочого середовища виконує додаткову функцію з охолодження насоса (рис. 1.3).

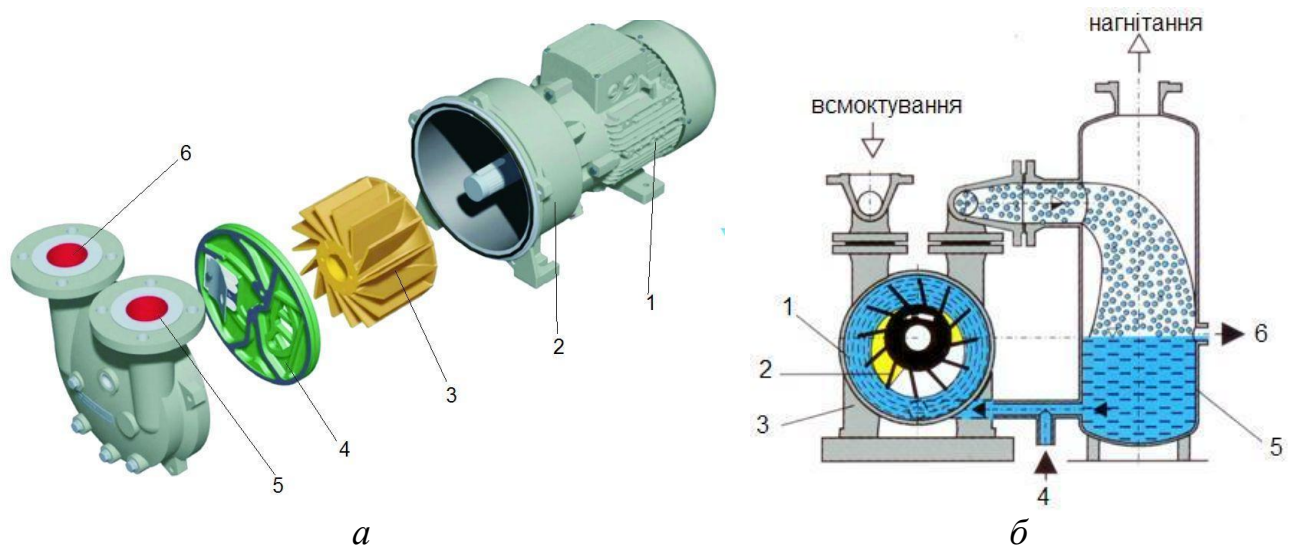


Рис. 1.3. Рідинно-кільцевий вакуумний насос L300-2BV5 фірми Elmo-Rietschle (Німеччина): *a* – будова: 1 – електродвигун; 2 – корпус; 3 – робоче колесо; 4 – розподільна кришка; 5 – нагнітальний патрубок; 6 – всмоктувальний патрубок; *б* – принцип роботи: 1 – водяне кільце; 2 – робоче колесо; 3 – корпус; 4 – підвід води; 5 – бак для води; 6 – відвід води

Під час обертання ротор 2 лопатками відкидає воду до стінок корпусу і формує рухоме водяне кільце 1 (рис. 1.3, б). За рахунок того, що ротор знаходиться відносно корпусу ексцентрично, між його основою та водяним кільцем утворюється серпоподібний простір, що розділяється за допомогою лопаток на окремі порожнини. Під час першого напівоберту ротора права половина серпоподібного простору зростає, при цьому вода витісняється до периферії, тому у просторі між лопатками виникає вакуумметричний тиск, завдяки чому повітря із вакуум-проводу засмоктується в цей простір крізь вікна в бічних кришках корпусу насоса. Під час наступного напівоберту ротора ліва половина серпоподібного простору зменшується. В такому випадку вода виконує функцію поршня, тому повітря, яке знаходиться між лопатками ротора стискається та виштовхується через вікна бічних кришок корпусу у вихідний трубопровід. Разом із повітрям з насоса викидається і частина води, тому передбачено резервуар для її збирання, а повітря виходить назовні. Щоб зупинити насос спочатку закривають вентиль регулювання подачі води на всмоктувальному трубопроводі, а потім вимикають електропривод. Зазор між торцями ротора і бічними кришками регулюють прокладками таким чином, щоб він був однаковим [7, 8].

Вода, яку застосовують при роботі водо-кільцевого насоса, має бути чисто із вмістом домішок не більше ніж 25 мг/л. Використання води з підвищеним вмістом солей спричиняє утворення на робочих деталях відкладень. В такому випадку зазори між рухомими і нерухомими деталями зменшуються, тертя між ними збільшується, різко зростає споживана потужність. Усе це може привести до виходу із ладу насоса, але ж робота насоса без води не допускається. Підвищені вимоги до якості води вимагають її попередню перевірку, що не є недоліком рідинно-кільцевого насоса [7, 8, 9].

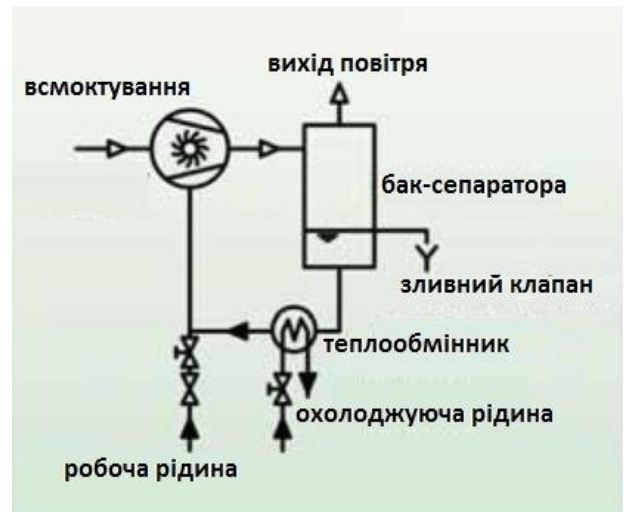
У процесі роботи рідинно-кільцевого насоса вода нагрівається, тому випаровується. Для підтримання необхідного рівня води у збірнику встановлюють автоматичний поплавковий механізм, через який місткість для води сполучається з водопровідною мережею [9, 10].

Дослідженнями [11] встановлено, що підвищення температури води знижує продуктивність насоса. Робочу температуру води необхідно підтримувати на рівні 10 °С, при цьому максимально-допустимою прийнято вважати температуру не вище за 15 °С. Воду в насосі необхідно замінювати з періодичністю, яка залежить від зміни її хімічного складу [10].

Для підтримання робочої температури рідини, вакуумну установку з рідинно-кільцевим насосом обладнують теплообмінником (рис. 1.4) [8, 12].



a



б

Рис. 1.4. Рідинно-кільцева вакуумна установка з теплообмінником фірми RobuschiSpa (Італія): *a* – загальний вигляд: 1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – місткість для рідини; 4 – теплообмінник; *б* – схема підключення

Вакуумна установка (рис. 1.4) складається із рідинно-кільцевого вакуумного насоса серії RVS, який поєднано із баком-сепаратором з можливістю рециркуляції рідини та теплообмінником. За рахунок використання теплообмінника робоча рідина не контактує із охолоджувальною рідиною, що є

додатковим заходом збереження чистоти робочої рідини. Особливістю конструкції вакуумної установки є розміщення вакуумного насоса безпосередньо на бакові-сепараторі, який, також, виконує функцію остова.

Температура робочої рідини контролюється за допомогою датчиків та підтримується шляхом зміни швидкості охолоджувальної рідини у теплообміннику. Проведені дослідження вказали на суттєвий вплив температури робочої рідини на продуктивність рідинно-кільцевого насоса (рис. 1.5) фірми RobuschiSpa (Італія) [12].

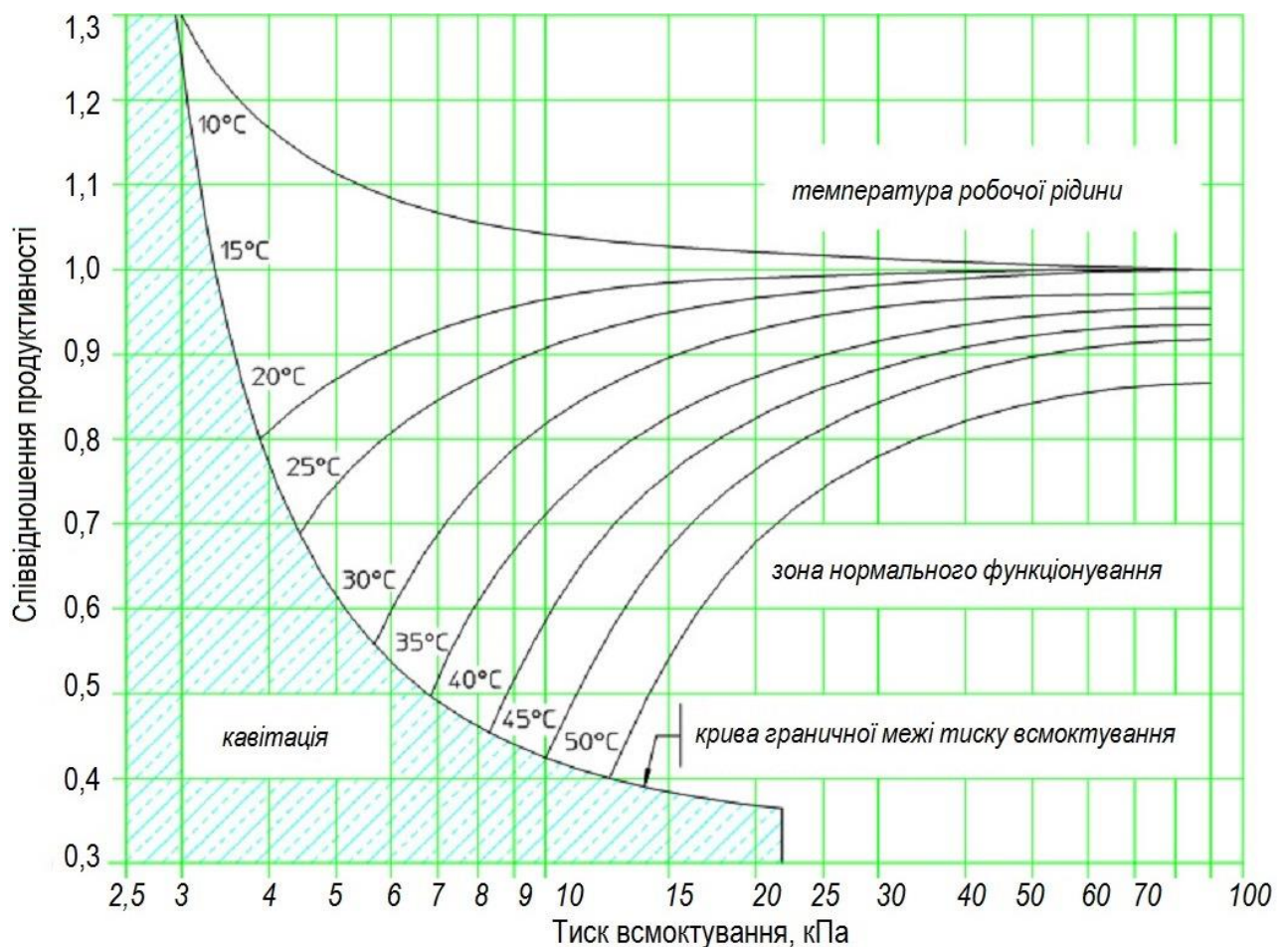


Рис. 1.5. Вплив температури робочої рідини на продуктивність рідинно-кільцевого вакуумного насоса залежно від тиску на всмоктуванні

Відповідно до наведених графічних залежностей (рис. 1.5) продуктивність вакуумного насоса залежить від температури робочої рідини.

Цими графічними залежностями, котрі отримані у результаті досліджень науковцями фірми RobuschiSpa, доводиться ефективність технічних рішень щодо охолодження робочої рідини.

До недоліків воднокільцевих насосів слід віднести можливість замерзання води у холодну пору року, а також, що значно суттєвіше, рідинно-кільцеві вакуумні насоси створюють відносно низький вакуум, що обмежує їх широке застосування [10].

1.3. Висновки до розділу 1

Виконана оцінка вакуумних насосів для доїльних установок вказала на значно кращі питомі експлуатаційні показники рідинно-кільцевого насоса порівняно із роторно-пластинчастим. Так, за показником питомої енергоємності рідинно-кільцеві насоси переважають ротаційно-пластинчасті на 37 %, а за питомою металомісткістю на та 7 %. Це робить привабливим використання для доїльних установок саме рідинно-кільцевих вакуумних насосів. Але основним недоліком таких вакуумних насосів є створення не достатньо високого максимального розрідження, не зважаючи на значно вищу продуктивність при аналогічних енергозатратах, що потребує подальшого дослідження. Суттєвою перевагою рідинно-кільцевих вакуумних насосів є знижена шумність роботи (72 дБ) та відсутність спрацювання робочих органів від тертя.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РІДИННО-КІЛЬЦЕВИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ

2.1. Шляхи підвищення ефективності рідинно-кільцевого вакуумного насоса

Рідинно-кільцеві вакуумні насоси створюють відносно низький вакуумметричний тиск, що обмежує їх застосування в системах машинного доїння корів. З метою зниження тиску у всмоктувальному патрубку насоса при підтриманні його робочої продуктивності рекомендується [11] використовувати принцип ежекції (рис. 2.1.).

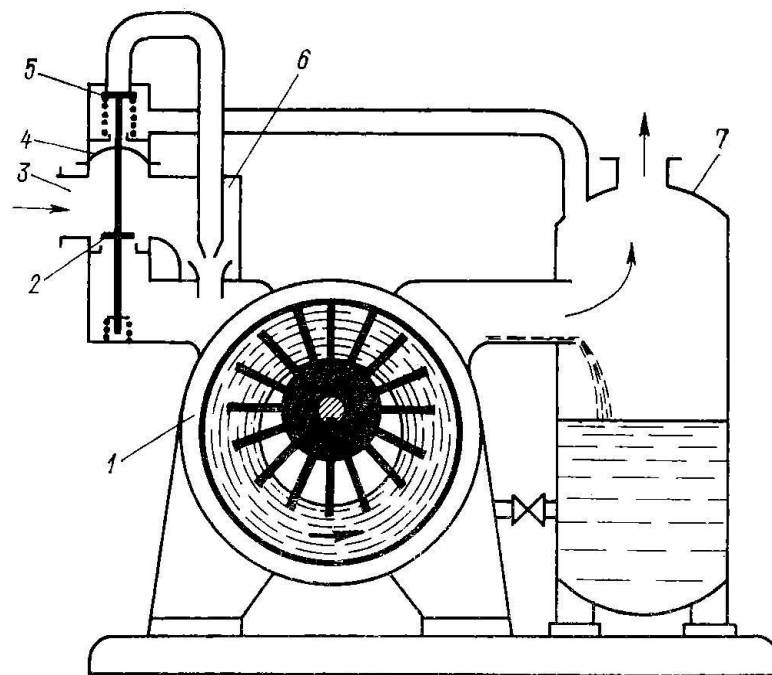


Рис. 2.1. Схема роботи рідинно-кільцевого вакуумного насоса з ежектором: 1 – вакуумний насос; 2, 5 – клапани; 3 – впускний канал; 4 – мембрана; 6 – ежектор; 7 – водовідокремлювач

Принцип роботи запропонованого рішення (рис. 2.1) полягає в наступному. Стиснене у рідинно-кільцевому насосі до атмосферного тиску повітря надходить до віддільника рідини, а звідки, за умови відкритого клапана,

до камери ежекції. При цьому, ежектор спрацьовує автоматично, якщо тиск у всмоктувальному патрубку знизиться до величини приблизно 10×10^3 Па. Під тиском повітря, що надходить з віддільника рідини, мембрана прогинається вниз, закриваючи нижній клапан та відкриваючи верхній клапан ежектора. В такому випадку, повітря з віддільника рідини повз верхній клапан надходить до сопла ежектора. Подальше відсмоктування повітря із системи відбувається послідовно за допомогою ежектора (працює як газоструминний насос) та рідинно-кільцевого насоса [8, 11]. Фактично маємо послідовне включення двох типів насосів, кожен із яких нарізно не забезпечує достатньо високий рівень вакуумметричного тиску у вакуумній системі [13]. Вперше оснащувати рідинно-кільцевий насос попередньо включеним повітряним ежектором (рис. 2.2.) запропонувала німецька фірма «Siemens» [8].

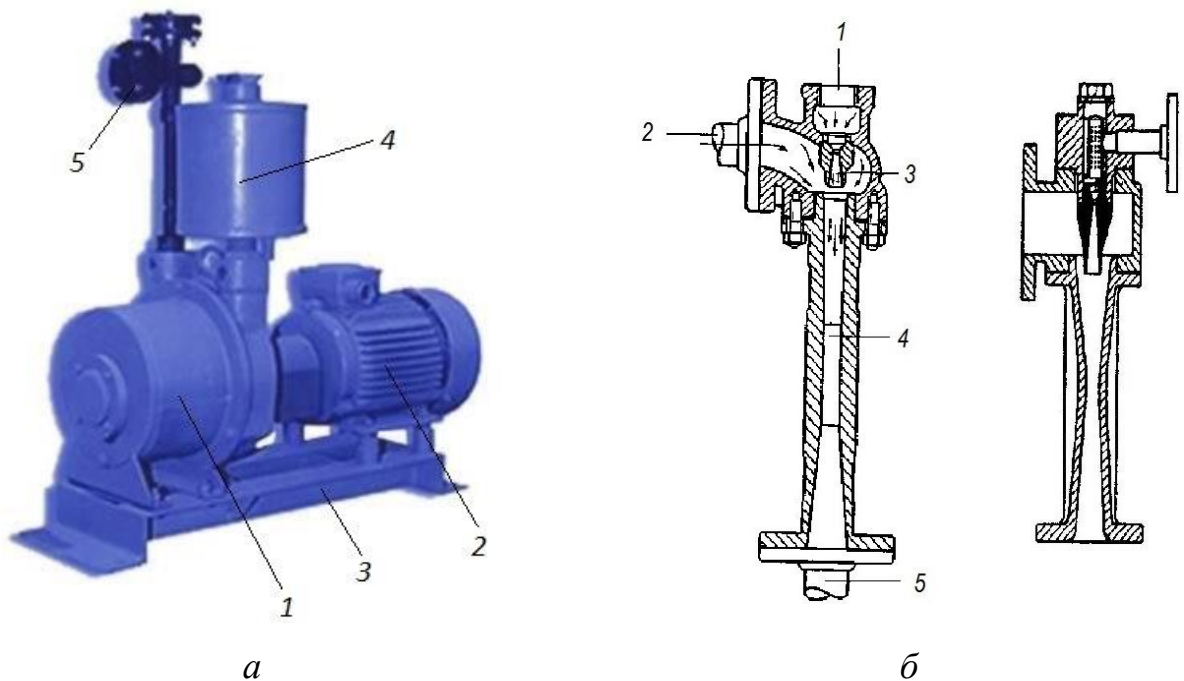


Рис. 2.2. Вакуумна установка ВВН: *a* – загальний вигляд вакуумного насоса з ежектором: 1 – вакуумний насос; 2 – електродвигун; 3 – станина; 4 – резервуар з водою; 5 – ежектор; *б* – конструкційні рішення серійних ежекторів: 1 – підвід повітря із нагнітального патрубка (або атмосфери); 2 – патрубок вакуум-проводу; 3 – активне сопло; 4 – камера змішування; 5 – всмоктувальний патрубок вакуумного насоса

Характеристика рідинно-кільцевого вакуумного насоса за умови використання ежектора відображена на рис. 2.3 [14, 15].

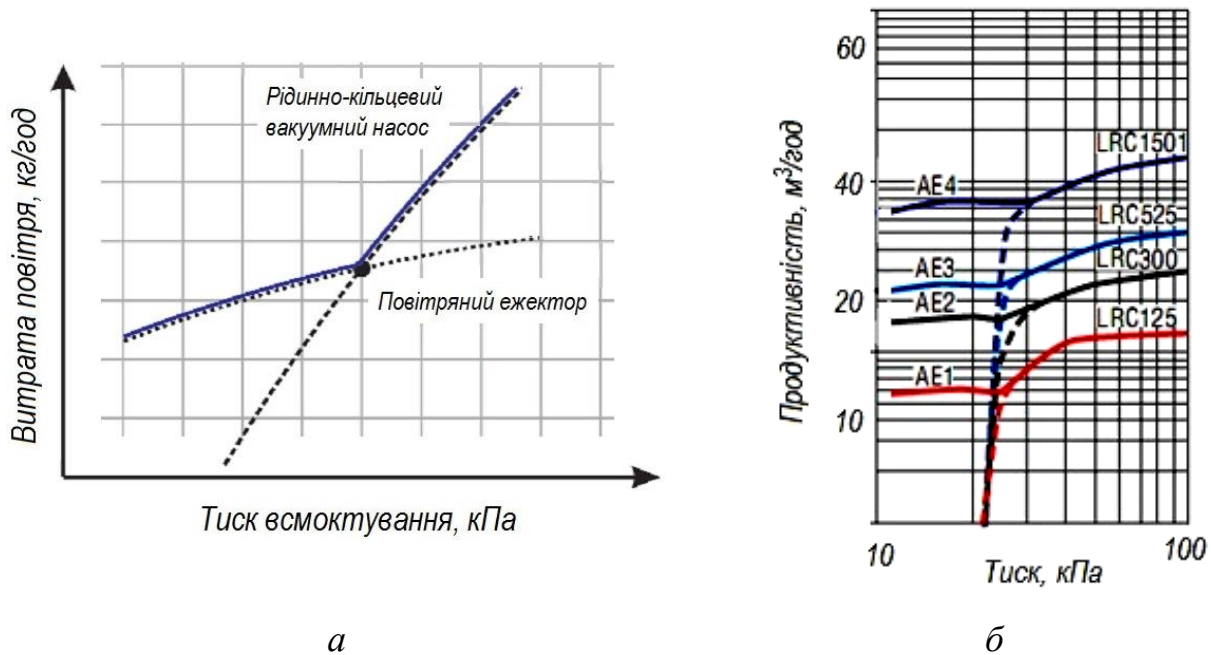


Рис. 2.3. Вплив ежектора на характеристики рідинно-кільцевого вакуумного насоса: *a* – характер зміни тиску від продуктивності; *б* – фактичні характеристики вакуумних насосів серії *LRC* при використанні ежекторів типу *AE* фірми Nash (США) [14, 15]

Відповідно до графіків на рис. 2.3. використання повітряного ежектора дозволяє суттєво підвищити тиск всмоктування. Використання послідовно включеного ежектора (рис. 2.3., *б*) підтверджує експлуатаційну ефективність застосування саме такого рішення, оскільки воно не потребує додаткових витрат енергії на збільшення тиску всмоктування шляхом використання, наприклад, технічних засобів з електроприводом.

Незважаючи на позитивний ефект, використання прямоочних ежекторів має деякі недоліки. Це, в першу чергу, необхідність використання для сопла активного потоку спеціально спрофільованого сопла Лавалю, яке під час функціонування занадто чутливе до коливань вакуумметричного тиску, що

притаманно для доїльних установок. Крім того, надійна робота ежектора суттєво залежить від точності позиціонування сопла активного потоку відносно змішувальної камери. Змішувальна камера, що заснована на прямо-струминному принципі ежекції, не дає можливості повного перемішування активного і пасивного потоків. Використання прямого типу дифузору, що має значні за довжиною розміри, створює суттєві втрати на тертя по довжині. Надходження до сопла активного потоку атмосферного повітря не дає можливості повного використання енергії і роботи насоса в області низьких тисків усмоктування з фіксованою продуктивністю [11]. Тому, виникає потреба в удосконаленні даного вузла рідинно-кільцевого вакуумного насоса.

2.2. Висновки до розділу 2

1. Застосування ежекторів дає змогу підвищити тиск всмоктування, а отже, й величину вакуумметричного тиску у вакуум-проводі доїльної установки при збереженні продуктивності вакуумного насоса та збільшенні об'ємного ККД за рахунок зростання інтенсивності повітряного потоку.

2. Недоліком конструкцій вказаних ежекторів є неспроможність забезпечення максимальної продуктивності насосу при розрахунковому тиску усмоктування, а також значні габарити та вага, що суттєво зменшує ефективність вакуумного насосу.

РОЗДІЛ 3

УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРОБЛЕНОГО
ЕЖЕКТОРА РІДИННО-КІЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

3.1. Обґрунтування конструкції вакуумного ежектора

У результаті узагальнення позитивних особливостей серійних ежекторів, розроблена конструкція повітряного ежектора зі зменшеними лінійними розмірами, що має знизити втрати потоку на тертя (рис. 3.1).

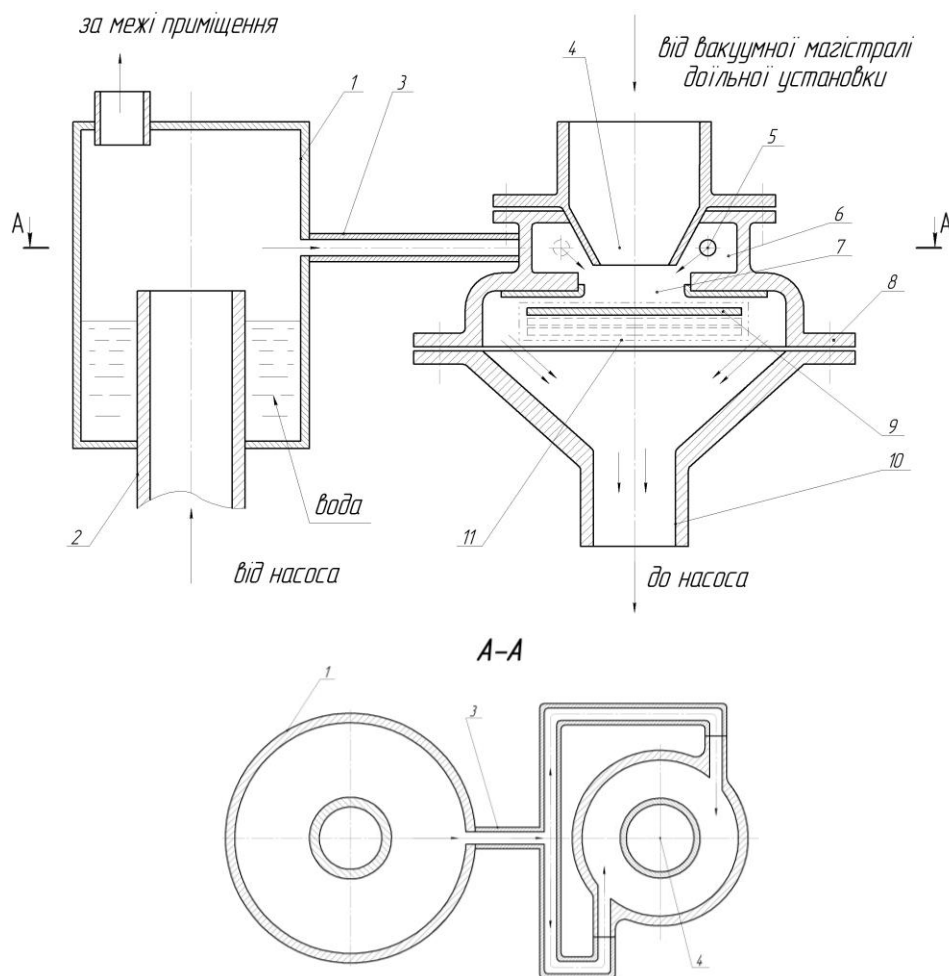


Рис. 3.1. Схема розробленого ежектора: 1 – водовіддільник; 2 – нагнітальний патрубок насоса; 3 – трубопровід; 4 – сопло пасивного потоку; 5 – канал активного потоку; 6 – приймальна камера; 7 – змішувальна камера; 8 – корпус; 9 – дифузор; 10 – всмоктувальний патрубок насоса; 11 – змінні положення дифузора

Позитивною стороною запропонованої конструкції (рис. 3.1) полягає у здатності здійснення більш інтенсивнішого та упорядкованого процесу змішування активного і пасивного потоків, при зменшених втратах на тертя в елементах ежектору. При цьому можливе підвищення продуктивності вакуумного насоса за умови низьких тисків всмоктування, за рахунок чого забезпечується підвищення ККД рідинно-кільцевого насоса [16].

При включенні у роботу рідинно-кільцевого вакуумного насоса у приймальній камері 6 знижується тиск (рис. 3.1). За рахунок дії різниці тисків через тангенційні канали 5 до приймальної камери спрямовується активний повітряний потік. При цьому активний потік закручується та спрямовується у осьовому напрямку до камери змішування 7. В наслідок цього відбувається зниження тиску в центральній зоні вздовж осі приймальної камери 6, і, в такому випадку, через сопло 4 підсмоктується пасивний потік повітря із вакуумної магістралі доільної установки. Обидва потоки (активний і пасивний) спрямовуються до змішувальної камери 7, де відбувається врівноваження їх швидкостей за рахунок перемішування. Суміщений потік проходить через дифузор 9, який забезпечує перетворення його кінетичної енергії у потенційну, що сприяє підвищенню тиску всмоктування у патрубку 10. Далі, суміщений потік надходить до робочого колеса вакуумного насоса де стискується до тиску нагнітання і спрямовується до водорозподільника, в якому вода відділяється від повітря. Від водорозподільника повітря із тиском нагнітання надходить через тангенційні канали до приймальної камери. Цикл роботи повторюється.

Для регулювання тиску всмоктування у поданій конструкції запропоновано використовувати змінне положення дифузора в осьовому напрямку (позиція 11, рис. 3.1).

Запропонована конструкція має значно менші габаритні розміри ежектору, що робить рідинно-кільцевий вакуумний насос більш компактним, порівняно з використанням серійних ежекторів.

Продуктивність рідинно-кільцевого насоса підвищується за рахунок надходження активного потоку із надлишковим тиском, що інтенсифікує пасивний повітряний потік від вакуум-проводу доїльної установки. При цьому щілинний дифузор, який використали на заміну осьовому, може змінювати величину щілини та мати напрямні для спрямування повітряного потоку, що позитивно при налаштування вакуумної установки залежно від умов використання.

3.2. Визначення конструкційних параметрів та режиму роботи розробленого ежектора

Фізичний принцип дії ежектора полягає в тому, що енергія середовища з вищою швидкістю руху передається іншому середовищу, котре має меншу початкову швидкість руху (рис. 3.2) [11, 17, 18].

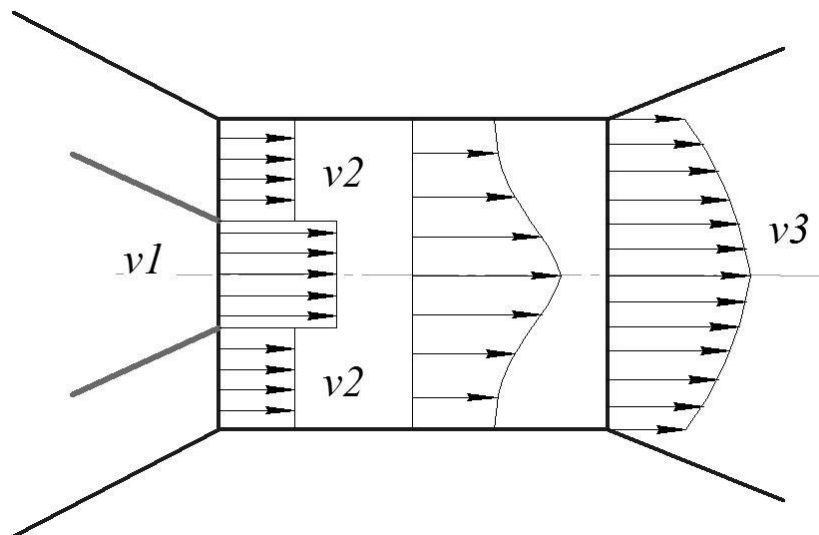


Рис. 3.2. Схема полів швидкостей у камері змішування ежектора: v_1 , v_2 – швидкості потоків робочого та стисненого газу; v_3 – швидкість суміші газів на виході з камери змішування

Відповідно до загальноприйнятої методики [11] робота повітряного (газового) ежектора розглядається за одномірною теорією руху газу. Суть такого підходу полягає в тому, що для кожного потоку визначаються середні швидкості та будь-які інші усередненні параметри потоків.

Для початку визначаються безрозмірні величини параметрів потоку. Так, відношення повних тисків робочого та стисненого потоків повітря визначають за формулою [11]:

$$P = \frac{p_1^*}{p_2^*}, \quad (3.1)$$

де p_1^* – параметри робочого середовища, Па;

p_2^* – параметри стисненого середовища, Па.

Геометричні параметри ежектора визначаються співвідношенням [11]:

$$\alpha = \frac{F_1}{F_2}, \quad (3.2)$$

де F_1 – площа потоку робочого газу, на вході до камери змішування, м²;

F_2 – площа потоку стисненого газу на вході до камери змішування, м².

Відношення температури стисненого середовища (активного потоку) до робочого (пасивного потоку) називається температурним коефіцієнтом, котрий становитиме [11]:

$$\theta = \frac{T_2}{T_1}, \quad (3.3)$$

де T_1 , T_2 – відповідно, температура робочого та стисненого газу, К.

Важливим параметром конструкції ежектора, котрий впливає на ефективність роботи рідинно-кільцевого насоса, є коефіцієнт ежекції [11]:

$$n = \frac{M_2}{M_1}, \quad (3.4)$$

де M_1, M_2 – відповідно, масова витрата робочого та стисненого газу, кг/с.

Для стисненого та робочого потоків масові витрати визначаються за формулою [11]:

$$M_{1,2} = m_{1,2} \cdot q(\lambda_{1,2}) \cdot \frac{p_{1,2}^* \cdot F_{1,2}}{\sqrt{T_{1,2}^*}}, \quad (3.5)$$

де $m_{1,2}$ – приведена масова витрата робочого та стисненого газу, за умови показника адіабати $k=1,4$ та газу однакової природи та питомою газовою сталою $R=287,4$ Дж/кг×К, $m_1=m_2=0,04037$ [19, 20, 21];

$q(\lambda_{1,2})$ – приведені витрати робочого та стисненого газу (повітря).

Підставимо рівняння (3.5) для стисненого та робочого потоків повітря у рівняння (3.4), враховуючи співвідношення тисків та температур з рівнянь (3.1–3.3), отримаємо:

$$n = \frac{q(\lambda_2) \cdot p_2^* \cdot F_2 \cdot \sqrt{T_1^*}}{q(\lambda_1) \cdot p_1^* \cdot F_1 \cdot \sqrt{T_2^*}} = \frac{1}{P \cdot \alpha \sqrt{\theta}} \cdot \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)}. \quad (3.6)$$

Відповідно до рівняння (3.6) впливає, що на коефіцієнт ежекції можуть мати суттєвий вплив геометричні параметри активного та пасивного потоків, а також співвідношення тисків цих потоків (рис. 3.3).

Приведені витрати робочого та стисненого газу встановлюються відповідно до визначеного значення газодинамічних функцій [11]:

$$\pi(\lambda_1) = \frac{p_1}{p_1^*}, \quad \pi(\lambda_2) = \frac{p_2}{p_2^*}, \quad (3.7)$$

де p_1, p_2 – відповідно, тиск робочого та стисненого газу при вході до камери змішування (приймається рівним до технічної атмосфери [22, 23]), Па.

Відповідно до отриманих даних з рівнянь (3.7), за допомогою таблиць газодинамічних функцій [23, 24] встановлюємо значення приведеної швидкості (λ) та приведеної витрати ($q(\lambda)$) робочого та стисненого газу.

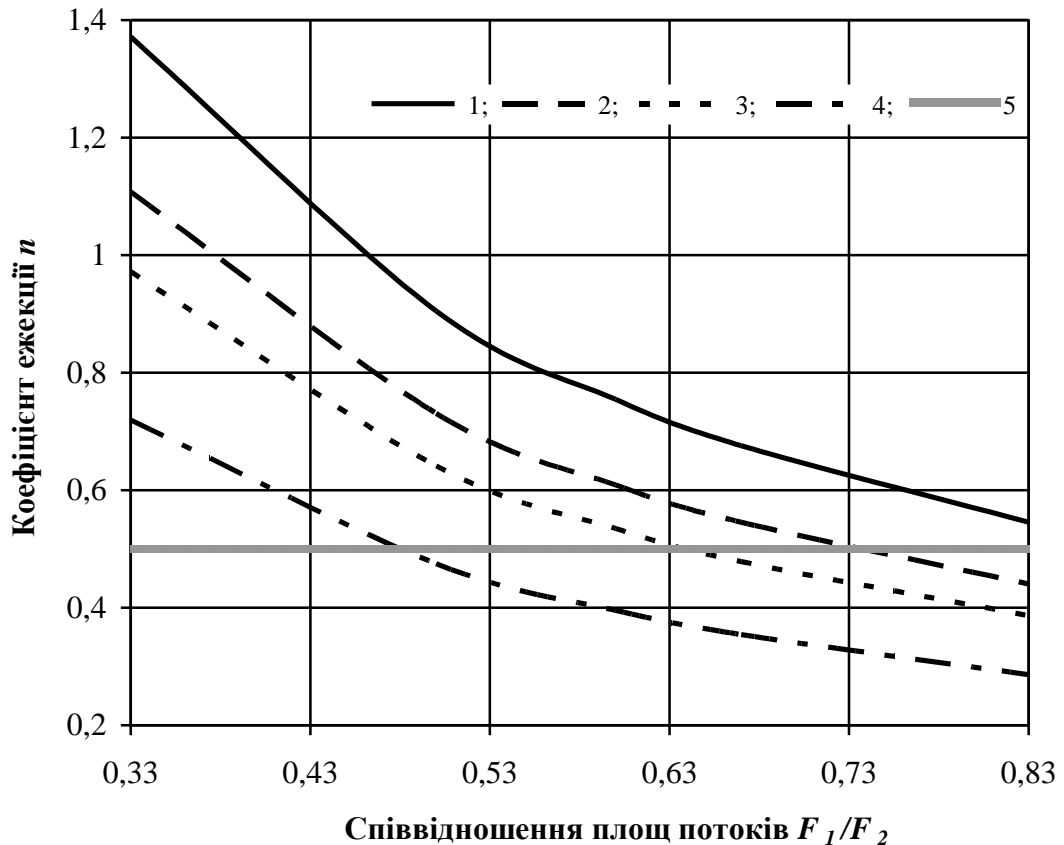


Рис. 3.3. Залежність коефіцієнта ежекції від співвідношення геометричних параметрів робочого та стисненого середовищ (α) при співвідношення відповідних тисків (p_1^*/p_2^*): 1 – $P=1,346$; 2 – $P=1,39$; 3 – $P=1,437$; 4 – $P=1,485$; 5 – мінімально-допустиме значення

Відповідно до графічних залежностей (рис. 3.3) коефіцієнт ежекції знижується зі збільшенням площі робочого середовища F_1 , незалежно від співвідношення тисків робочого та стисненого середовищ. Так, при зростанні співвідношення площ робочого та стисненого середовищ від 0,33 до 0,83

незалежно від співвідношення тисків коефіцієнт ежекції знижується на 60,2 %. При збільшенні величини співвідношення тисків від 1,346 до 1,485 коефіцієнт ежекції, також, знижується незалежно від співвідношення площ робочого та стисненого середовищ на 47,6 %. Таким чином, варіювання геометричними параметрами потоків є більш суттєвим чинником при отриманні бажаного значення коефіцієнта ежекції розробленого струминного пристрою.

Геометричні параметри камери змішування, зокрема площа потоку середовища змішаних потоків робочого та стисненого газів (F_3), можна встановити використовуючи формулу (3.5) наступним чином:

$$F_3 = \frac{[M_1(1+n)] \cdot \sqrt{T_3}}{m_3 \cdot q(\lambda_3) \cdot p_3^*}, \quad (3.8)$$

де p_3^* – тиск суміші робочого та стисненого газу при вході з камери змішування, Па

$q(\lambda_3)$ – приведені витрати суміші робочого та стисненого газу.

Для визначення приведеної витрати суміші робочого та стисненого газу необхідно встановити приведену функцію швидкостей ($z(\lambda_3)$) в камері змішування за допомогою формули [11, 24]:

$$z(\lambda_3) = \frac{z(\lambda_1) + n \cdot z(\lambda_2)}{1+n}, \quad (3.9)$$

де $z(\lambda_1)$, $z(\lambda_2)$ – відповідно, приведені функції швидкостей робочого та стисненого середовищ, котрі визначаються за обчисленими значеннями $\pi(\lambda)$.

З таблиці газодинамічних функцій знаходимо значення приведеної витрати суміші потоків $q(\lambda_3)$, та підставляємо у формулу (3.8).

Тиск за камерою змішування визначається за формулою [11]:

$$p_3^* = p_1^* \frac{1+n}{1+\frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)}. \quad (3.10)$$

Визначений за рівнянням тиск (p_3^*) витрачається на подолання втрат у дифузори та створення швидкісного напору на виході з нього (рис. 3.4).

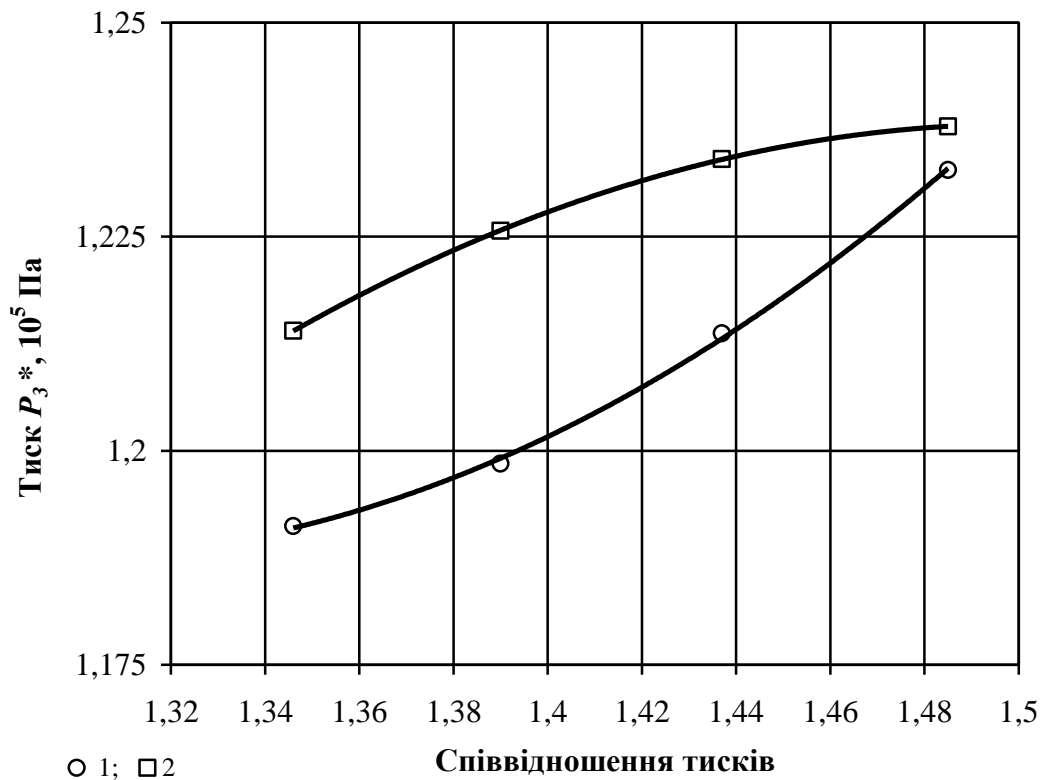


Рис. 3.4. Залежність тиску суміші робочого та стисненого газу при виході з камери змішування від співвідношення відповідних тисків (p_1^*/p_2^*) за умови співвідношення площ даних потоків (α): 1 – $F_1/F_2=0,33$; 2 – $F_1/F_2=0,5$

Графічні залежності на рис. 3.4 вказують, що співвідношення площ потоку робочого до стисненого газу не суттєво впливає на величину тиску в кінці камери змішування. Так, при зміні співвідношення вказаних площ від $\alpha=0,33$ до $\alpha=0,5$ тиск суміші потоків (p_3^*) зростає на 2,0 % при $P=1,346$ та на 0,2 % при $P=1,485$. В межах заданого співвідношення площ тиск (p_3^*) зростає

більш суттєво – на 3,5 % для $F_1/F_2=0,33$ та на 1,7 % для $F_1/F_2=0,5$ при збільшенні величини співвідношення тисків p^*_1/p^*_2 . Таким чином, геометричні параметрів пасивного та активного потоків не суттєво впливають на геометричні характеристики камери змішування (рис. 3.5), порівняно із впливом співвідношення тисків.

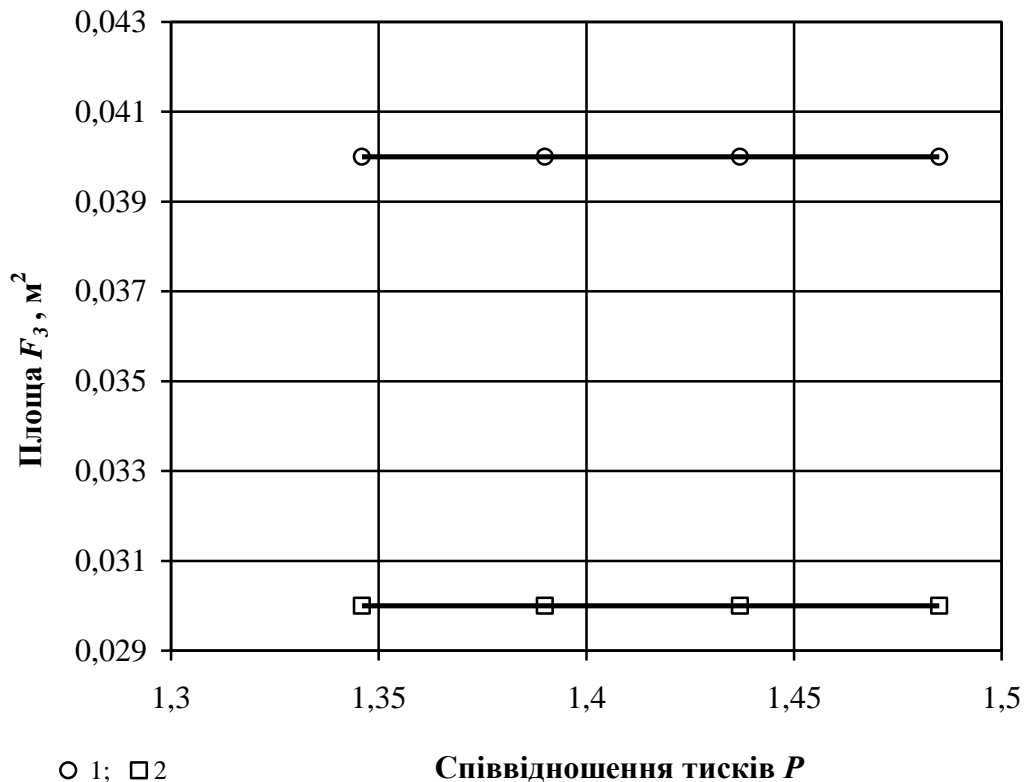


Рис. 3.5. Залежність площі потоку у камері змішування від співвідношення тисків (p^*_1/p^*_2) за умови співвідношення площ даних потоків (α): 1 – $F_1/F_2=0,33$; 2 – $F_1/F_2=0,5$

Як видно з графічних залежностей, площа сукупного робочого та стисненого потоків збільшується зі зменшенням співвідношення даних потоків. Так, меншому співвідношенню площ ($F_1/F_2=0,33$) відповідає більша площа суміщеного потоку (F_3). Це пояснюється меншим рівнем тиску p^*_3 . Окрім цього, на площу суміщеного потоку не впливає величина співвідношення тисків (p^*_1/p^*_2), тобто, площа перерізу камери змішування залишається незмінною.

В дифузорі потік газу гальмується в наслідок чого має зрости тиск на виході із дифузора. Тиск газу (p_4) на виході із дифузора визначає ступінь підвищення тиску (ε) в ежекторі та залежить від геометричних параметрів сукупного потоку на виході із дифузора (рис. 3.6). Виконавши ряд математичних перетворень з рівняннями (3.5) та (3.8), отримаємо:

$$\varepsilon = \frac{p_4^*}{p_2^*} = \frac{(1+n)}{n} \cdot \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_4)} \cdot \frac{F_2}{F_4} \quad (3.11)$$

де F_4 – площа потоку газу через дифузор, м².

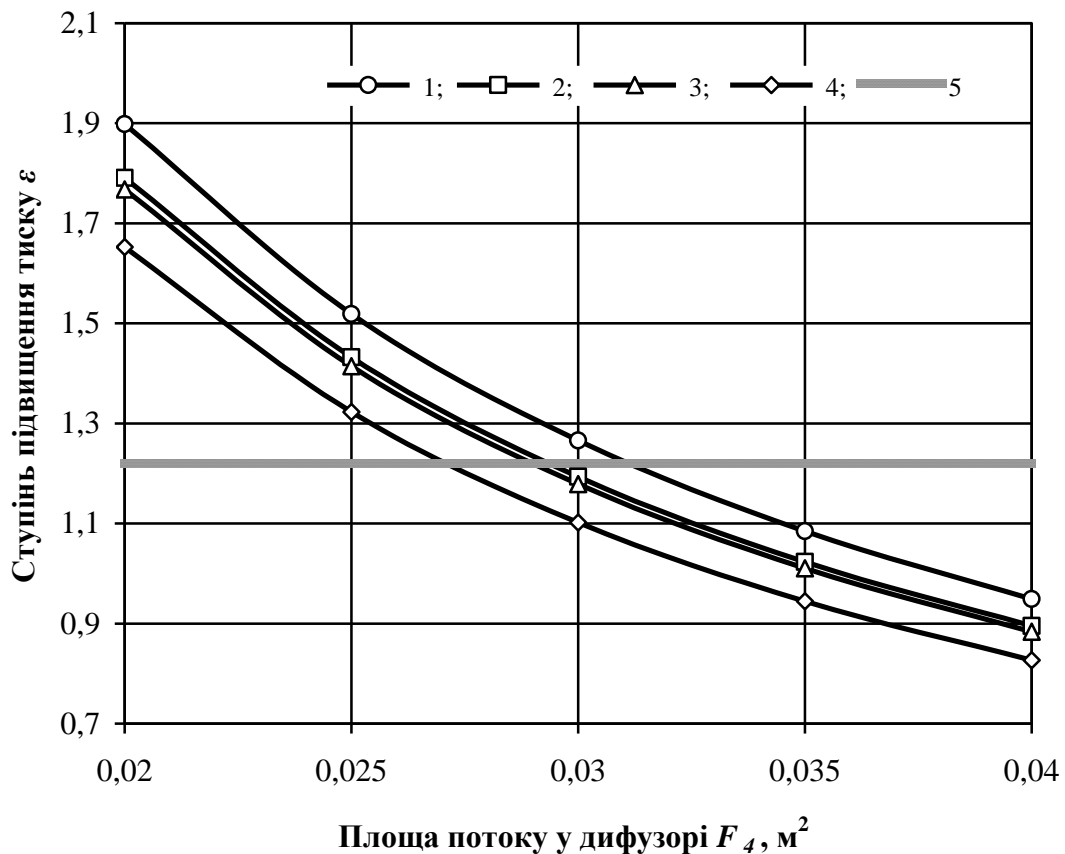


Рис. 3.5. Залежність ступеня підвищення тиску в ежекторі (ε) від площі перерізу потоку у дифузорі (F_4) за умови співвідношення геометричних параметрів потоків $F_1/F_2=0,5$ при співвідношення тисків (p_1^*/p_2^*): 1 – $P=1,346$; 2 – $P=1,39$; 3 – $P=1,437$; 4 – $P=1,485$; 5 – відповідає рівню тиску p_3

Відповідно до отриманих графічних залежностей (рис. 3.5), площа перерізу потоку у дифузорі має бути обмежена максимальним значенням ступеня підвищення тиску p_3 порівняно із тиском p_2 у камері змішування. При найменших значеннях співвідношення активного та пасивного потоків отримуємо найвищий ступінь підвищення тиску при найбільших можливостях регулювання тиску всмоктування рідинно-кільцевим насосом.

Таким чином, підвищуючи тиск всмоктування забезпечується отримання вищого рівня вакуумметричного тиску у вакуумному трубопроводі доїльної установки. Наприклад, за умови початкового тиску всмоктування без ежектора на рівні 40 кПа, використовуючи розроблений ежектор, можна підняти тиск до 80 кПа, що цілком достатньо для ефективної роботи доїльної установки.

3.3. Висновки до розділу 3

1. Запропонована конструкція повітряного ежектора дозволяє за рахунок виконання в приймальній камері тангенціально розташованих каналів підводу активного потоку забезпечити більш інтенсивний процес змішування потоків. Це призводить до зменшення габаритних розмірів та ваги, порівняно із серійними ежекторами. За рахунок зміни положення дифузора в осьовому напрямі, можна регулювати ступінь підвищення тиску ежектором.

2. Проведеними дослідженнями встановлено математичну залежність визначення ступені підвищення тиску, отримано графічні залежності відповідно до яких виявлено оптимальні конструкційні параметри та технологічні характеристики розробленого ежектора. Зокрема встановлено оптимальне співвідношення активного та пасивного потоків на рівні 0,5 при співвідношенні тисків заданих потоків на рівні 1,346.

ВИСНОВКИ

1. Порівняльна оцінка вакуумних насосів для доїльних установок вказала на значно кращі питомі експлуатаційні показники рідинно-кільцевого насоса порівняно із роторно-пластинчастим. Зокрема, за показником питомої енергоємності рідинно-кільцеві насоси переважають ротаційно-пластинчасті на 37 %, а за питомою металомісткістю на та 7 %. При цьому, слід відмітити суттєвий недолік таких вакуумних насосів – створення не достатньо високого максимального розрідження, що обмежує їх використання в системах машинного доїння.

2. Дослідження закордонних та вітчизняних вчених вказали на можливість застосування повітряних ежекторів для підвищення тиску всмоктування, а отже, рівень вакуумметричного тиску у вакуум-проводі доїльної установки при збереженні продуктивності вакуумного насоса. Проте, конструкції серійних ежекторів мають значні габарити та вагу, відмічається також недостатня надійність у роботі при значних коливаннях вакуумметричного тиску у вакуум-проводі доїльної установки.

3. Розроблена у кваліфікаційній роботі конструкція повітряного ежектора дозволяє інтенсифікувати процес змішування пасивного та активного потоків ще у приймальній камері за рахунок виконання тангенціально розташованих каналів підводу активного потоку. Це дозволяє зменшити геометричні параметри камери змішування та, відповідно, ваги розробки, порівняно із серійними ежекторами. Передбачена зміна положення дифузора в осьовому напрямі, дозволяє регулювати ступінь підвищення тиску ежектором.

4. На основі досліджень встановлено математичну залежність визначення ступені підвищення тиску, отримано графічні залежності, виявлено оптимальні конструкційні параметри та технологічні характеристики розробленого ежектора, а саме: оптимальне співвідношення активного та пасивного потоків на рівні 0,5 при співвідношенні тисків заданих потоків на рівні 1,346.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Хомик Н. І., Довбуш А. Д. *Машини та обладнання для тваринництва: курс лекцій. Ч. 2.* Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2013. 224 с.
2. *Машинне доїння корів і первинна обробка молока.* / за ред. А. І. Фененко. 2-е вид. перероб. і доп. К.: Урожай, 1990. 216 с.
3. Нестеренко М. М. Загальна характеристика джерел вакууму для доїльних установок. *Збірник тез науково-практичної конференції I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей.* 18 січня 2021 р. Житомир: Поліський національний університет, 2021. С. 13–15.
4. Вальдман Э. К. *Физиология машинного доения коров.* Л. : Колос, 1977. 191 с.
5. Кузнецов В. И. *Механические вакуумные насосы.* М. ; Л. : Энергия, 1959. 280 с.
6. *Посібник-практикум: машини та обладнання для тваринництва* / І. І. Ревенко та ін. К.:Кондор, 2011. 396 с.
7. *Машини та обладнання для тваринництва* / за ред. І. Г. Бойко; том 2. Х., 2006. 279 с
8. *Машини для тваринництва та птахівництва.* / за ред. В. І. Кравчука та Ю. Ф. Мельника. Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого, 2009. 207 с.
9. Мельников С. В. *Механизация и автоматизация животноводческих ферм.* Л.: Колос, 1985. 560 с.
10. Палій А. П., Палій А. П., Науменко О. А. *Інноваційні технології та технічні системи у молочному скотарстві.* Х., 2015. 323 с.
11. Райзман И. А. *Жидкостнокольцевые вакуумные насосы и компрессоры.* Казань, 1995. 258 с.
12. Vacuum Pumps : веб-сайт. URL : <https://www.gardnerdenver.com/en-ua/robuschi/vacuum-pumps>.

13. Медведський О. В., Нестеренко М. М. Шляхи підвищення ефективності рідинно-кільцевого вакуумного насоса. *Матеріали науково-практичної конференції «Наукові читання–2020»*. Житомир: ЖНАЕУ, 2020. С. 179–181.

14. Вакуумные насосы и компрессоры NASH для электростанций : веб-сайт. URL : <https://blms.ru/sistemy-dlya-elektrostantsiy>

15. Вакуумные установки : веб-сайт. URL : <http://www.gidromeh.ru/catalog/ustanovki-vakuumnye/vakuumnye-ustanovki-uvv/>

16. Медведський О. В., Нестеренко М. М. Обґрунтування конструкції ежектора вакуумної установки. *Біоенергетичні системи : Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції*. Житомир: ЖНАЕУ, 2020. Ч. 2 С. 61–62.

17. Вакуумная техника : справочник. / Фролов Е. С., и др. ; под общ. ред. Е. С. Фролова, В. Е. Минайчева. М. : Машиностроение, 1992. 480 с.

18. Розанов Л. Н. Вакуумная техника : учебник. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Высш. шк., 1990. 320 с.

19. Пипко А. И., Плисковский В. Я., Пенчко Е. А. Теоретические основы вакуумной техники. М. : Энергоиздат, 1988. 340 с.

20. Нестеров С. Б., Васильев Ю. К., Андросов А. В. Методы расчета вакуумных систем. М. : Изд-во МЭИ, 2004. 220 с.

21. Кузовлев В. А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи : учебник. М., «Высшая школа», 1975. 303 с.

22. Альтшуль А. Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика : учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Стройиздат, 1975. 323 с.

23. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик ; под общ. ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1992. 672 с.

24. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : учебник для вузов. 7-е изд., испр. М. : Дрофа, 2003. 840 с.