

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

*Кваліфікаційна наукова праця  
на правах рукопису*

**БЕРЕЗОВЕЦЬКА ОКСАНА ГЕОРГІЇВНА**

УДК 621.52:637.116

**ДИСЕРТАЦІЯ  
ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОТАЦІЙНОЇ ВАКУУМНОЇ  
ПОМПИ ДЛЯ ДОЇЛЬНИХ УСТАНОВОК**

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»,  
спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії.

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

\_\_\_\_\_ О.Г. Березовецька

Науковий керівник:

кандидат технічних наук, професор

Сиротюк Валерій Миколайович

## АНОТАЦІЯ

Березовецька О.Г. Обґрунтування параметрів ротаційної вакуумної помпи для доїльних установок. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування (галузь знань 13 – Механічна інженерія). – Львівський національний аграрний університет, Львів, 2020.

Дисертацію присвячено підвищенню ефективності вакуумної системи доїльної установки шляхом розроблення двороторної вакуумної помпи з ізотропними еластичними пластинами на торцях і виступах ротора, які обертаються у змащувальному середовищі.

Об'єктом дослідження є робочий процес створення вакуумметричного тиску та вакуумна двороторна помпа.

У дисертаційній роботі класифіковано вакуумні помпи для доїльних установок за функціональними ознаками і технічними характеристиками, на підставі аналізу впливу параметрів вакуумної системи на технологічний процес машинного доїння, обґрунтовано тип і особливості конструкції вакуумної помпи, яка уможливить підвищення ефективності вакуумної системи доїльної установки.

Встановлено, що вакуумна помпа повинна забезпечувати сталий вакуумний режим 48,0-52,0 кПа, коливання вакуумметричного тиску повинні не перевищувати 2,7 кПа, а подача вакуумної помпи повинна перевищувати витрати повітря доїльним апаратом в 2,25 рази, що обумовлено зоотехнічними, санітарно-гігієнічними та технологічними вимогами. В результаті аналізу існуючих конструкцій вакуумних pomp доїльних установок встановлено, що двороторна вакуумна помпа у порівнянні з іншими має високий механічний к.к.д. 0,85-0,93 % та коефіцієнт подачі 0,6-0,8, високу рівномірність подачі, швидкохідність, можливість працювати спільно з форвакуумними помпами для збільшення їх відкачувальних характеристик, можливість безпосереднього

з'єднання з двигуном, що вказує на найбільшу доцільність використання їх в якості силового агрегату доїльної установки.

Встановлено, що основними факторами, які впливають на процес роботи вакуумних pomp є фізико-механічні властивості матеріалу роторів (коефіцієнт тертя, матеріал еластичних елементів), геометричні (перетікання повітря, внутрішній діаметр статора, діаметри роторів) і технологічні параметри (частота обертання роторів, встановлений рівень вакууметричного тиску).

Обґрунтовано раціональні конструкційні розміри, такі як радіус ротора, віддаль між умовними центрами двох заокруглень роторів, на основі аналізу роботи двороторної вакуумної помпи для роторів у вигляді овалу Кассіні.

Отримано аналітичну залежність корисної площі поперечного перерізу помпи на основі нормального еліптичного інтегралу другого роду, яка встановлює взаємозв'язок між конструкційними параметрами роторів, кутом повороту роторів, що уможливорює обґрунтування корисної площі поперечного перерізу від кута повороту роторів із врахуванням циклів періоду повороту. Корисна площа двороторної вакуумної помпи змінюється циклічно в межах від  $1500 \text{ мм}^2$  до  $700 \text{ мм}^2$  за наявності чотирьох циклів за один оберт роторів.

Проведено теоретичні дослідження конструкційно-технологічних параметрів вакуумної помпи дали змогу встановити взаємозв'язок між ними, а також їх вплив на процес перетікання повітря, що характеризує якість створення вакууметричного тиску.

В роботі застосовано методи математичного, статистичного моделювання, моделювання пришвидшення перетікання повітря в зазорах; чисельний метод у вигляді ряду Тейлора для визначення периметру проекції поверхні ротора; метод аналітичного моделювання тертя ізотропної пружної вставки в роторі об статор помпи; метод експериментального дослідження коефіцієнта тертя, відкачувальної характеристики вакуумної помпи та потужності її приводу; проведено планований експеримент дослідження коефіцієнта тертя, відкачувальної характеристики та потужності приводу вакуумної помпи.

Розроблена лабораторна установка і вакуумна помпа для дослідження коефіцієнта тертя, відкачувальної характеристики і потужності приводу роторів з використанням тензорезистивних давачів. Використання води як мастильно-герметизуючої і охолоджуючої рідини уможливорює герметизацію прецизійних пар (ротор-ротор, ротор-статор), що зменшує перетікання повітря. Основним елементом вакуумної помпи є еластичні пластини, вставлені по периферії ротора, виготовлені з ізотропного матеріалу - гуми. Взаємодії між трибоелементами охоплюють процеси контакту, тертя, ковзання, зношування, а також режими змащування. Матеріал вставлених еластичних ущільнюючих елементів в ротори двороторної вакуумної помпи підібрано експериментально. Критерієм вибору є зменшення коефіцієнту тертя-ковзання, збільшення терміну експлуатації пар тертя-ковзання двороторної вакуумної помпи та висока еластичність в вакуумному середовищі.

Запропонована методика визначення коефіцієнта тертя з використанням води для змащування поверхні тертя роторів.

Розроблена методика і проведено калібрування тензометричної балки для експериментального визначення коефіцієнта тертя

Розроблено експериментальну двороторну вакуумну помпу для дослідження процесу створення вакуумметричного тиску, яка є складовою експериментальної лабораторної установки. Ротори вакуумної помпи виконані з гумовими вставками, виготовлені у вигляді еластичних пластин, забезпечують щільність пар тертя-ковзання у широкому діапазоні кутових швидкостей в середовищі змащувально-охолоджувальних рідин.

Встановлено, що зі збільшенням величини щілини між роторами і статором збільшується його еквівалентна довжина та зі зменшенням вакуумметричного тиску при швидженні перетікання повітря між поверхнею статора зменшується нелінійно. Теоретичними, на основі розробленої аналітичної залежності, і експериментальними, зі встановленими ізотропними пружними пластинами по периферії роторів, дослідженнями встановлено, що максимальна подача буде за 3000 об/хв й вакуумметричного тиску 50,5 кПа і

становитиме  $10 \text{ м}^3/\text{год}$ , а за  $1470 \text{ об/хв}$  –  $4,59 \text{ м}^3/\text{год}$ . Перетікання повітря не перевищить  $0,77 \text{ м}^3/\text{год}$ . За зменшення і зростання вакуумметричного тиску, відмінного від  $46\text{-}52 \text{ кПа}$ , подача вакуумної помпи знижується, а перетікання повітря із зростанням вакуумметричного тиску – зростає.

Встановлено, що коефіцієнт тертя  $f_T$  вакуумної помпи зменшується зі зменшенням величини зусилля  $F_H$  та при зростанні частоти обертання роторів  $n$ . За величини зусилля  $F_H$  від  $65$  до  $135 \text{ Н}$  та частоти обертання роторів  $n$  від  $105$  до  $314 \text{ рад/с}$  коефіцієнт тертя ковзання  $f_T$  знаходиться в межах від  $0,035$  до  $0,052$ .

При цьому характер зміни коефіцієнту тертя-ковзання є нелінійним і підпорядковується квадратичній характеристиці. Зі збільшенням частоти обертання коефіцієнт тертя-ковзання, із використанням змащувальної рідини, зменшується і наближається до лінійної характеристики за частоти обертання  $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ .

Встановлено, що робочим діапазоном вакуумної помпи є вакуумметричний тиск  $P_B$  в межах від  $38$  до  $62 \text{ кПа}$  за якого, зі збільшенням частоти обертання роторів  $n$  від  $1000$  до  $3000 \text{ об/хв}$ , спостерігається зростання відкачувальної характеристики  $Q$  від  $2,4473$  до  $9,9117 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Встановлено, що із збільшенням частоти обертання роторів  $n$  від  $1600$  до  $2400 \text{ об/хв}$  та зміною вакуумметричного тиску  $P_B$  від  $38$  до  $62 \text{ кПа}$  потужність вакуумної помпи  $N$  змінюється в межах від  $99,74$  до  $250,64 \text{ Вт}$ . Питома ефективна потужність двороторної вакуумної помпи не перевищує  $25 \text{ Вт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$ .

Отримано аналітичні залежності швидкостей і пришвидшень радіального і бокового переміщення повітря системи «ротор-статор» двороторної вакуумної помпи, які встановлюють взаємозв'язок між конструкційними параметрами ротора, вакуумметричним тиском, еквівалентною довжиною щілини, величиною зазору, на основі яких обґрунтовано конструкцію роторів з еластичними пружними пластинами на торцях та виступах роторів.

На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень з'ясовано особливості визначення коефіцієнта тертя-ковзання в середовищі змащувально-охолоджуючої рідини на різних режимах роботи вакуумної помпи, що допомогло з'ясувати особливості перебігу створення вакуумметричного тиску для доїльних установок.

Запропоновано встановлювати ізотропні еластичні пластини із використанням змащувально-охолоджуючої рідини. При цьому підвищується подача, надійність та екологічність вакуумної помпи.

Отримано патент на корисну модель двороторного вакуумного насоса зі змащуваними ізотропними еластичними пластинами.

Результати досліджень впроваджено у навчальний процес Львівського національного аграрного університету на кафедрі сільськогосподарської техніки під час виконання магістерських робіт, проведення лекцій і лабораторно-практичних робіт, а також оформлено співпрацю із товариством з додатковою відповідальністю «Брацлав» для проведення дослідно-конструкторської розробки двороторної вакуумної помпи зі змащуваними ізотропними еластичними пластинами встановленими у робочі органи.

**Ключові слова:** двороторна вакуумна помпа, ізотропна еластична пластина, перетікання, вакуумметричний тиск, коефіцієнт тертя-ковзання, відкачувальна характеристика.

## ANNOTATION

Berezovetska O.H. Substantiation of the parameters of a rotary vacuum pump for milking installations. – Qualifying scientific paper as a manuscript.

Dissertation for the scientific degree of Doctor of Philosophy on the specialty 133 – Industrial Engineering (branch of knowledge 13 - Mechanical engineering). – Lviv National Agrarian University, 2020.

The dissertation is devoted to improvement of the efficiency of a vacuum system of milking machines by developing a double-rotor vacuum pump with isotropic elastic plates on the rotor ends, which rotate in the lubricating medium.

The research object is the operation process of underpressure generating and a vacuum double-rotor pump.

The work presents classification of the vacuum pumps for milking machines by their functional and technical characteristics basing on the analysis of impact of the milking system parameters on the technological process of machine milking, justifies the type and peculiarities of the vacuum pump construction, which secures increase of the efficiency of the milking machine vacuum system.

It is determined that the vacuum pump should support a permanent vacuum regime 48.0-52.0 kPa, fluctuation of the underpressure should not exceed 2.7 kPa, and delivery of the vacuum pump should 2.25 times exceed the air loss in the milking machine that is caused by the zoo-technical, sanitary and hygienic, as well as technological requirements. Analysis of the existing constructions of vacuum pumps of milking machines confirms that, comparing to other kinds of pumps, a vacuum double-rotor pump demonstrates higher mechanical efficiency, i.e. 0.85-0.95 %, and delivery rate 0.6-0.8, high delivery uniformity, specific speed, possibility to operate together with forepumps to increase its return characteristics, option of immediate connection with the engine. All those aspects confirm the highest reasonability of the pump use as the milking machine power unit.

It is identified that the main factors, influencing the process of the vacuum pump operation, include physical and mechanical properties of the rotor material (coefficient of friction, material of elastic elements), geometrical (air flow, internal diameter of the stator, diameters of rotors) and technological parameters (frequency of rotor rotation, set level of underpressure).

The researcher gives reasons for the rational construction sizes, such as rotor radius, distance between the conventional centers of the two rotor fillets basing on the analysis of operation of a double-rotor vacuum pump for the rotors in the form of a Cassini oval.

The thesis presents the obtained analytical dependence of the active area of the pump cross section basing on the normal elliptic integral of the second kind, which sets relations between the construction parameters of rotors, angle of the rotors turning. It is used to ground the useful area of the cross section from the angle of rotor turning with consideration of the cycles of a turn period. A useful area of the double-rotor vacuum pump is changed within the limits from 1500 mm<sup>2</sup> to 700 mm<sup>2</sup> under the available four cycles in one turn of the rotors.

The conducted theoretical study on the construction and technological parameters of the vacuum pump has confirmed a dependence between them, as well as their impact on the process of air flow, characterizing the quality of underpressure generating.

A laboratory installation and vacuum pump were composed to study the coefficient of friction, return characteristics and capacity of the rotor drive with application of tensoresistive sensors. Using water as a lubricating-sealing and cooling fluid secures encapsulation of precision pairs (rotor-rotor, rotor-stator), reducing the air flow. Elastic plates are the main elements of the vacuum pump. They are set peripherally and made of the isotropic material, particularly rubber. The interactions between the triboelements include the processes of contact, friction, sliding, depreciation, as well as lubrication modes. The material for elastic padding elements, inset in the rotors of a double-rotor vacuum pump, was chosen experimentally. The choice was based on the criterion of reduction of the coefficient of sliding friction, increase of lifecycle of the pairs of sliding friction of the double-rotor vacuum pump and high elasticity in the vacuum.

The author suggests a methodology to determine the coefficient of friction with application of water for lubrication of the rotors' friction surface.

For experimental determination of the coefficient of friction, the researcher proposes a methodology and makes calibration of the tensometrical beam.

The experimental double-rotor vacuum pump was developed to study the process of underpressure generation, which is a component of the experimental laboratory installation. Rotors of the vacuum pump had rubber inclusions and were in



the form of elastic plates. They provided density of the sliding friction pairs in a wide range of rotating speeds in the medium of lubricating-cooling fluids.

The work describes the conducted experiment on studying the coefficient of friction of the vacuum pump, return characteristic of the vacuum pump and capacity of the vacuum pump drive.

It is determined that increase of the thickness of clearance between the rotor and stator causes an increase of its equivalent length, whereas reduction of underpressure results in a non-linear reduction of the air flow acceleration between the stator surface. The theoretical investigations on the base of the developed analytical dependence and experimental studies of the peripherally set isotropic elastic plates have demonstrated that the maximum productivity, i.e. 10 m<sup>3</sup>/hour, is achieved at 3000 rotations per minute and underpressure 50.5 kPa, whereas at 1470 rotations per minute, it is 4.59 m<sup>3</sup>/hour. The air flow does not exceed 0.77 m<sup>3</sup>/hour. Under a rise and fall of underpressure out of the limits of 46-52 kPa, efficiency of the vacuum pump descends, whereas the air flow increases under the underpressure increase.

It is substantiated that the coefficient of friction  $f_T$  of the vacuum pump gets smaller by reducing the value of the force  $F_H$  and increasing frequency of  $n$  rotors rotation. Under the force  $F_H$  value from 65 to 135 H and the frequency of  $n$  rotors rotation from 105 to 314 rad/s, the coefficient of friction  $f_T$  is within the limits from 0.035 to 0.052.

It is identified that a rise of the frequency of rotor turning causes reduction of the coefficient of sliding friction. However, changes of the coefficient of sliding friction have a non-linear character and depend on a quadratic characteristic. With the use of a lubricant, an increase of the frequency of rotation causes reduction of the coefficient of sliding friction and it approaches the linear characteristic under the rotation frequency  $\omega = 300 \text{ s}^{-1}$ .

The research confirms that the operation range of the vacuum pump is determined by the underpressure  $P_B$  within the limits from 38 to 62 kPa, which secures an increase of the return characteristic  $Q$  from 2.4473 to 9.9117 m<sup>3</sup>/hour under the increased frequency of  $n$  rotors rotation from 1000 to 3000 rev/min.

It is justified that increase of the frequency of  $n$  rotors rotation from 1600 to 2400 rev/hour and a change of the underpressure  $P_B$  from 38 to 62 kPa causes changes of the N vacuum pump capacity within the limits from 99.74 to 250.64 watt. The specific effective capacity of the drive of a double-rotor vacuum pump does not exceed 25 watt-hour/m<sup>3</sup>.

The dissertation justifies the obtained analytical dependences of the speeds and accelerations of a radial and side flow of the air in the “rotor-stator” system of a double-rotor vacuum pump, which identify relations between the rotor construction parameters, underpressure, equivalent length of a closure, and size of clearance, which serve for substantiation of the construction of a rotor with elastic plates on the rotor ends.

Basing on the results of the theoretical and experimental studies, the author of the dissertation determines peculiarities of measuring the coefficient of sliding friction in the medium of a lubricating-cooling fluid under different modes of the vacuum pump operation, identifies the specificity of generating underpressure for milking machines.

It is proposed to set isotropic elastic plates using a lubricating-cooling fluid. It contributes to improvement of the efficiency, reliability and sustainability of a vacuum pump.

The author has got a patent on the usable model of a double-rotor vacuum pump with lubricating isotropic elastic plates.

The research results are introduced in the educational process at Lviv National Agrarian University at the Department of Agricultural Machinery and used for preparation of Master degree papers, lectures and laboratory works. There is a drawn up cooperation with the additional liability company “Bratslav” to conduct the research and construction work on development of a double-rotor vacuum pump with lubricating isotropic elastic plates, inset in the operating parts.

**Key words:** double-rotor vacuum pump, isotropic elastic plate, flow, underpressure, coefficient of sliding friction, return characteristic.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ БЕРЕЗОВЕЦЬКОЇ О.Г. ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### *Статті у наукових фахових виданнях України*

1. Гайдучок В.М., Сиротюк В.М., **Штойко О.Г.**, Березовецький С.А. Забезпечення надійності трибомеханічних систем ковзання у спряженнях вакуумних насосів. *Агроінженерні дослідження: Вісник Львівського державного аграрного університету*. Львів. ЛДАУ, 2006. № 10. С. 385-391. *Особистий внесок (0,12 д.а.): дисертанту належить вивчення коефіцієнта тертя у спряженнях вакуумних помп (0,32 д.а.).*

2. Syrotuk V.M., **Shtoyko O.G.**, Berezovetskyi S.A., Gayduchok V.M. Providing of reliability of the tribomechanical systems of sliding in the interfaces of vacuum pumps. *Проблеми трибології (Problems of tribology)*. 2008. №2. С.18-20. *Особистий внесок (0,1 д.а.): дисертантом обґрунтовано використання ізотропного матеріалу як ущільнення для вакуумних помп (0,2 д.а.).*

3. Сиротюк В.М., **Березовецька О.Г.**, Березовецький С.А. Дослідження якісних показників об'ємних вакуумних насосів стосовно застосування їх у доїльних установках. *Агроінженерні дослідження: Вісник ЛНАУ*. Львів. ЛНАУ. 2008. №12. Т.1. С.548-554. *Особистий внесок (0,2 д.а.): дисертантом досліджено якісні показники вакуумних помп доїльних установок (0,45 д.а.).*

4. Сиротюк В.М., **Березовецька О.Г.**, Березовецький С.А., Шацький В.І. Експериментальна установка для дослідження пар тертя роторів вакуумного насоса роторного типу. *Агроінженерні дослідження: Вісник ЛНАУ*. Львів. ЛНАУ. 2014. №18. С.258-262. *Особистий внесок (0,2 д.а.): дисертантом розроблено, виготовлено експериментальну установку, знято і опрацьовано показники роботи вакуумної помпи для доїльних установок (0,32 д.а.).*

### *Статті у наукових періодичних виданнях інших держав*

5. Syrotyuk V., **Berezovetska O.**, Berezovetskyi S., Humeniuk R., Sholudko Y. Modeling of pumping characteristics of two-rotor pump of the type "Roots". *TeKa. Quarterly journal of agri-food industry*. 2020, Vol. 20, No. 1, P. 33-40. *Особистий*

внесок (0,2 д.а.): дисертантом змодельовано відкачувальну характеристику двороторної помпи типу Рутс (0,5 д.а.)

### **Матеріали наукових конференцій**

6. Сиротюк В.М., Гайдучок В.М., **Штойко О.Г.**, Березовецький С.А. Обґрунтування структури, параметрів і режимів роботи енергоощадного вакуумного насоса. *Теорія і практика розвитку АПК: Матеріали міжнародного науково-практичного форуму.* (Львів, 19-20 вересня 2006 р.). Львів. 2006. С. 409-412. *Особистий внесок (0,1 д.а.): дисертант обґрунтувала потребу в удосконаленні вакуумних енергоощадних помп для доїльних установок (0,25 д.а.).*

7. Сиротюк В.М., **Березовецька О.Г.**, Березовецький С.А. Результати дослідження коефіцієнта тертя робочих органів ротаційної вакуумної помпи для доїльних установок. *Розвиток енергетичних систем в АПК: Міжнародна науково-практична конференція* (Дубляни, 2 вересня 2017 р.). Дубляни. 2017. *Особистий внесок (0,4 д.а.): дисертант провела експериментальні дослідження та встановила показники коефіцієнта тертя (0,1 д.а.).*

8. Коруняк П.С., **Березовецька О.Г.**, Березовецький С.А. Пристрій для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання робочих органів вакуумного насоса доїльної установки. *Крамаровські читання: матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції.* (Київ, 21 лютого 2019 р.). Київ: Видавничий центр НУБіП України. 2019. 174-176 с. *Особистий внесок (0,1 д.а.): дисертантом розроблено експериментальну установку для визначення коефіцієнта тертя (0,19 д.а.).*

9. Syrotyuk V., **Berezovetska O.**, Berezovetskyi S., Humeniuk R. The used two-rotors pump of the type Roots in vacuum devices for milking cows. *International conference on agriculture, technology, engireering and science: ICATES.* 2019. (Львів, 18-20 вересня 2019 р.). Lviv. P.154. *Особистий внесок (0,007 д.а.): дисертантом описано переваги застосування двороторної вакуумної помпи під час машинного доїння індивідуальними доїльними установками (0,016 д.а.).*

***Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:***

10. Сиротюк В.М., **Березовецька О.Г.**, Березовецький С.А., Гуменюк Р.В. Пристрій для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання робочих органів вакуумного насоса. *Вчені ЛНАУ виробництва: каталог інноваційних розробок.* Випуск XIX. Львів. 2019. С.44. *Особистий внесок (0,007 д.а.): дисертантом виготовлено експериментальну вакуумну помпу двороторного типу, проведено експериментальні дослідження та встановлено значення коефіцієнта тертя (0,016 д.а.)*

11. Патент України на корисну модель №18566 А01С3/04 заявка u200605094. заявл. 10.05.2006. Ріш. прийн. 15.11.2006. Опубл. бюл. № 11, 2006. Вакуумний насос. Сиротюк В.М., **Штойко О.Г.** *Особистий внесок (0,012 д.а.): розроблено нову конструкцію двороторної вакуумної помпи (0,25 д.а.)*

## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ .....	2
ВСТУП .....	16
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАНЬ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	22
1.1 Аналіз впливу параметрів доїльних установок на технологічний процес машинного доїння .....	22
1.2 Аналіз конструкцій вакуумних pomp доїльних установок .....	31
1.3 Конструктивні різновиди двороторних вакуумних pomp .....	37
1.4. Основні вимоги до вакуумних систем доїльних установок .....	39
Висновки до 1 розділу .....	41
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОРОТОРНОЇ ВАКУУМНОЇ ПОМПИ .....	43
2.1. Обґрунтування геометрії ротора вакуумної помпи .....	43
2.2. Моделювання корисної площі поперечного перерізу помпи .....	47
2.3. Розроблення аналітичних залежностей відкачувальної характеристики двороторної вакуумної помпи .....	50
2.4. Розроблення відкачувальної характеристики двороторної помпи ...	64
2.5. Аналітична модель тертя ізотропної пружної вставки в роторі об статор помпи .....	74
2.5.1 Модель тертя за присутності змочування площі контакту пари «ротор-статор» .....	77
Висновки до 2 розділу .....	85
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	87
3.1. Програма експериментальних досліджень .....	87
3.2. Експериментальна лабораторна установка і приладозабезпечення для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання .....	88
3.2.1. Тарувальна характеристика тензOMETричної балки .....	92
3.2.2. Методика тарування пружини .....	93
3.3. Експериментальна установка для дослідження двороторної вакуумної помпи .....	95
3.4. Методика експериментальних досліджень коефіцієнта тертя .....	97

3.5. Методика експериментального дослідження відкачувальної характеристики вакуумної помпи .....	104
3.6. Методика експериментального дослідження потужності приводу ..	107
Висновки до 3 розділу .....	109
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	110
4.1. Результати проведення експериментальних досліджень коефіцієнта тертя вакуумної помпи .....	110
4.2. Результати проведення експериментального дослідження відкачувальної характеристики вакуумної помпи .....	115
4.3. Результати проведення експериментальних досліджень потужності приводу вакуумної помпи .....	120
Висновки до 4 розділу .....	124
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДВОРОТОРНОЇ ВАКУУМНОЇ ПОМПИ .....	125
5.1. Техніко-економічне обґрунтування застосування двороторної вакуумної помпи у складі індивідуальної доїльної установки .....	125
Висновки до 5 розділу .....	130
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	131
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	134
ДОДАТКИ .....	149
ДОДАТОК А .....	149
ДОДАТОК Б .....	150
ДОДАТОК В .....	151
ДОДАТОК Г .....	153
ДОДАТОК Д .....	154
ДОДАТОК Е .....	155
ДОДАТОК Ж .....	157
ДОДАТОК К .....	159
ДОДАТОК Л .....	161
ДОДАТОК М .....	163
ДОДАТОК Н .....	165
ДОДАТОК П .....	166
ДОДАТОК Р .....	167

## ВСТУП

**Актуальність теми.** На сьогодні близько 80% молока, яка поступає до українських молокозаводів, виробляється в приватних господарствах населення, які мають до 3 корів. Це, в основному, молоко, яке має досить низьку якість. Це в першу чергу пов'язано з відсутністю раціональної організації процесу доїння ВРХ та відповідних засобів механізації. У національному проекті «Відроджене скотарство» відтворено основні цільові показники розвитку скотарства в Україні, у яких зазначено «...збільшити у 2,5 рази кількість особистих господарств населення, які утримують три і більше корів та застосувати в них механічне доїння...» [1]<sup>1)</sup>. Досягнути поставлене завдання можна впровадивши індивідуальні ДУ, які повинні відповідати зоотехнічним, санітарно-гігієнічним та міжнародним техніко-технологічним вимогам (ISO 3918 [2, с. 42], ISO 5707 [3, с. 52], ISO 6690 [4, с. 46]).

Надійність та якість роботи індивідуальних доїльних установок, які працюють в приватному секторі, залежить від силових агрегатів, в якості яких знайшли широке використання двороторні вакуумні помпи. Недоліки цього типу машин обумовлюються недосконалістю конструкції. Розробка нових конструкцій двороторних вакуумних помп дозволить переглянути загальноприйняті співвідношення їх конструкційно-технологічних параметрів. Крім того, з практичного досвіду використання індивідуальних доїльних установок, можна стверджувати, що більшість відмов трапляється через недотримання правил експлуатації та обслуговування силових агрегатів.

Тому удосконалення конструкції, спрощення або уникнення необхідності поточного обслуговування ротаційних вакуумних помп, які використовуються в індивідуальних доїльних установках, на сьогодні є актуальним питанням. У зв'язку з вищевикладеним, дисертаційна робота присвячена підвищенню ефективності засобів створення вакуумметричного тиску механізації в молочному тваринництві.

---

<sup>1)</sup> [1] Національний проект «Відроджене скотарство»: Міністерство аграрної політики та продовольства України, Національна академія аграрних наук України. Київ: ДІА. 2011. 44 с.



**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Дисертаційна робота відповідає програмам науково-дослідних робіт «Розробка проектно-керованих інноваційних систем, ресурсощадних технологій і технічних засобів у агропромисловому виробництві та його енергозабезпеченні» (№ д.р. 0111U001251, 2011-2015 р.р); «Розробка проектно-керованих інноваційних систем, ресурсощадних технологій і технічних засобів в агропромисловому виробництві та його енергозабезпеченні» (№ д.р. 0116U003179, 2016-2020 р.р) факультету механіки та енергетики Львівського НАУ та «Розроблення адаптивної кібер-фізичної системи процесу виробництва молока» (№ д.р. 0116U004616, 2016-2017 р.р) кафедри механізації та автоматизації тваринництва Львівського національного аграрного університету.

**Мета і завдання дослідження** - підвищення ефективності вакуумної системи доїльної установки шляхом розроблення двороторної вакуумної помпи з ізотропними еластичними елементами ущільнень статора на торцях ротора, які працюють у змащувальному середовищі.

Для досягнення поставленої мети висунуто *наукову гіпотезу*, згідно з якою підвищення ефективності роботи двороторної вакуумної помпи доїльних установок може бути досягнуто шляхом обґрунтування його конструкційно-технологічних параметрів. Процес перевірки даної гіпотези передбачає вирішення наступних завдань:

- проаналізувати технологічні і конструкційні особливості вакуумних pomp, моделі їх функціонування, сформулювати завдання досліджень;
- обґрунтувати геометрію ротора вакуумної помпи і елементів ущільнень;
- теоретично дослідити продуктивність вакуумної помпи, встановити залежності перетікань повітря, відкачувальної характеристики і коефіцієнту тертя системи «ротор-статор»;
- розробити експериментальний взірець двороторної вакуумної помпи і лабораторну установку для експериментальних досліджень;

- експериментально підтвердити основні закономірності, отримані теоретично, встановивши кореляційні залежності коефіцієнта тертя, відкачувальної характеристики й потужності приводу вакуумної помпи;

- провести техніко-економічну оцінку результатів досліджень.

*Об'єктом дослідження обрано робочий процес створення вакуумметричного тиску та вакуумна двороторна помпа.*

*Предметом дослідження є закономірності, які характеризують і обґрунтовують геометрію роторів, корисну площу поперечного перерізу помпи, відкачувальну характеристику двороторної вакуумної помпи, коефіцієнту тертя, потужності приводу роторів помпи, що характеризують режими роботи двороторної вакуумної помпи.*

### **Наукова новизна одержаних результатів:**

*Уперше:*

- отримана аналітична залежність корисної площі поперечного перерізу двороторної вакуумної помпи на основі нормального еліптичного інтегралу другого роду, яка встановлює взаємозв'язок між конструкційними параметрами роторів, кутом повороту роторів, що уможлиблює обґрунтування корисної площі поперечного перерізу від кута повороту роторів з врахуванням циклів періоду повороту;

- отримані аналітичні залежності швидкостей і пришвидшень радіального і бокового переміщення повітря системи «ротор-статор» двороторної вакуумної помпи, які встановлюють взаємозв'язок між конструкційними параметрами ротора, вакуумметричним тиском, еквівалентною довжиною щілини, величиною зазору, на основі яких обґрунтовано конструкцію роторів з еластичними пружними пластинами в торцях роторів.

*Набуло подальшого розвитку:*

- математична залежність відкачувальної характеристики двороторної вакуумної помпи, з врахуванням характеристики перетікань повітря на основі периметру проекцій ротора для овалу Кассіні, яка встановлює взаємозв'язок між конструкційно-технологічними параметрами ротора, коефіцієнтом

манометричним і наповнення, що уможливило обґрунтування раціональних конструкційно-технологічних параметрів вакуумної помпи;

- аналітична залежність коефіцієнта тертя, за змочування пари тертя «ротор-статор» і наявності ізотропної пластичної вставки у торці ротора, яка встановлює взаємозв'язок сил в'язкого і нормального напружень за умови квазістатичного потоку змащувального середовища, частоти обертання ротора, радіуса ротора, тиску, ширини пружної вставки, величини зазору і динамічної в'язкості змащувального середовища, як критерій ефективності конструкції помпи;

- кореляційні залежності коефіцієнту тертя, відкачувальної характеристики, потужності приводу, які встановлюють взаємозв'язок між вакууметричним тиском, частотою обертання, нормальною силою створеною ізотропною еластичною вставкою, які підтверджують роботоздатність двороторної вакуумної помпи та адекватність теоретичних положень.

Новизна технічних рішень підтверджена патентом України на корисну модель (Додаток М).

**Практичне значення одержаних результатів.** На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень з'ясовано особливості визначення коефіцієнта тертя в середовищі змащувально-охолоджуючої рідини на різних режимах роботи вакуумної помпи. Це допомогло з'ясувати особливості перебігу створення вакууму для доїльних установок. Запропоновано встановлювати ізотропні еластичні пластини із використанням змащувально-охолоджуючої рідини. При цьому підвищується продуктивність, надійність та екологічність вакуумної помпи.

Експериментальна установка, дослідний зразок та матеріали досліджень за темою дисертації використовуються в навчальному процесі Львівського національного аграрного університету на кафедрі сільськогосподарської техніки при виконанні магістерських робіт, проведені лекцій і лабораторного практикуму (Додаток Н).

Результати науково-дослідної роботи передані у товариство з додатковою відповідальністю «Брацлав» для проведення дослідно-конструкторської розробки двороторної вакуумної помпи зі змащуваними еластичними елементами у робочі органи (Додаток П).

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати, які відображають суть дисертації, отримані автором самостійно. Постановка задач, аналіз і трактування результатів виконано спільно з науковим керівником та частково із співавторами публікацій.

Автором особисто проведено аналіз конструкцій, режимів роботи і параметрів існуючих вакуумних помп доїльних установок, отримано аналітичну залежність корисної площі поперечного перерізу двороторної вакуумної помпи на основі нормального еліптичного інтегралу другого роду, яка встановлює взаємозв'язок між конструкційними параметрами роторів, кутом повороту роторів, що уможлиблює обґрунтування корисної площі поперечного перерізу від кута повороту роторів з врахуванням циклів періоду повороту; отримано аналітичні залежності швидкостей і пришвидшень радіального і бокового переміщення повітря системи «ротор-статор» двороторної вакуумної помпи, які встановлюють взаємозв'язок між конструкційними параметрами ротора, вакууметричним тиском, еквівалентною довжиною щілини, величиною зазору, на основі яких обґрунтовано конструкцію роторів з еластичними пружними пластинами в торцях роторів; за результатами експериментальних досліджень обґрунтовано використання ізотропних еластичних пластин і використання води як мастильного матеріалу, визначено техніко-економічні показники використання двороторної вакуумної помпи.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на: Міжнародному науково-практичному форумі «Теорія і практика розвитку АПК» (Львів, 2006); Міжнародній науково-практичній конференції «Розвиток енергетичних систем в АПК» (Дубляни, 2017); VI Міжнародній науково-технічній конференції

«Крамаровські читання» (Київ, 2019); International conference on agriculture, technology, engineering and science. (ICATES 2019); Міжнародному науково-практичному форумі «Теорія і практика розвитку агропромислового комплексу та сільських територій» (Дубляни, 2020); щорічних звітних науково-практичних конференціях викладачів і аспірантів Львівського НАУ (Львів, 2006 – 2020 рр.).

**Публікації.** Основні положення дисертації та результати досліджень достатньо повно висвітлено у 11 наукових працях, у тому числі: 5 статей у наукових фахових виданнях; 2 публікації у закордонних виданнях; 5 матеріалів і тез у збірниках доповідей міжнародних науково-практичних конференцій; отримано патент на корисну модель.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається з анотації, вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел з 147 найменувань та 13 додатків. Дисертацію викладено на 169 сторінках комп'ютерного тексту (основна частина – 122 сторінки), містить 11 таблиць та 55 рисунків.

## РОЗДІЛ 1

### СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАНЬ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 1.1 Аналіз впливу параметрів доїльних установок на технологічний процес машинного доїння

Машинне доїння корів – складний процес функціонування біотехнічної системи «людина – машина – тварина», де машина тісно пов'язана з твариною, впливає на її поведінку, продуктивність і стан здоров'я [5, с. 26-29], [6, с. 185-192], [7, с. 77-84], [8, с. 29-31], [15, с. 14].

Під час виробництва молока основним засобом праці виступає живий організм, який вимагає постійного контролю за ефективністю роботи доїльної установки, яка впливає на нього під час машинного доїння [8, с. 29-31], [9, с. 28-32], [10, с. 7-8], [11, с. 23-26].

Для узгодження взаємозв'язків показників ефективності роботи доїльних установок наведемо схему причинно-наслідкового аналізу факторів, які викликають наслідки машинного доїння (рис. 1.1) [12, с. 3-9], [15, с. 15].

За результатами проведеного причинно-наслідкового аналізу факторів [14, с. 21-23], виділено чотири базові групи [15, с. 14-16]:

- фактори, які характеризують підготовку і підбір корів до машинного доїння;
- фактори, які характеризують справність і надійність функціонування доїльної установки;
- фактори, які характеризують справність і надійність функціонування доїльних апаратів;
- організаційно-технологічні фактори процесу машинного доїння.

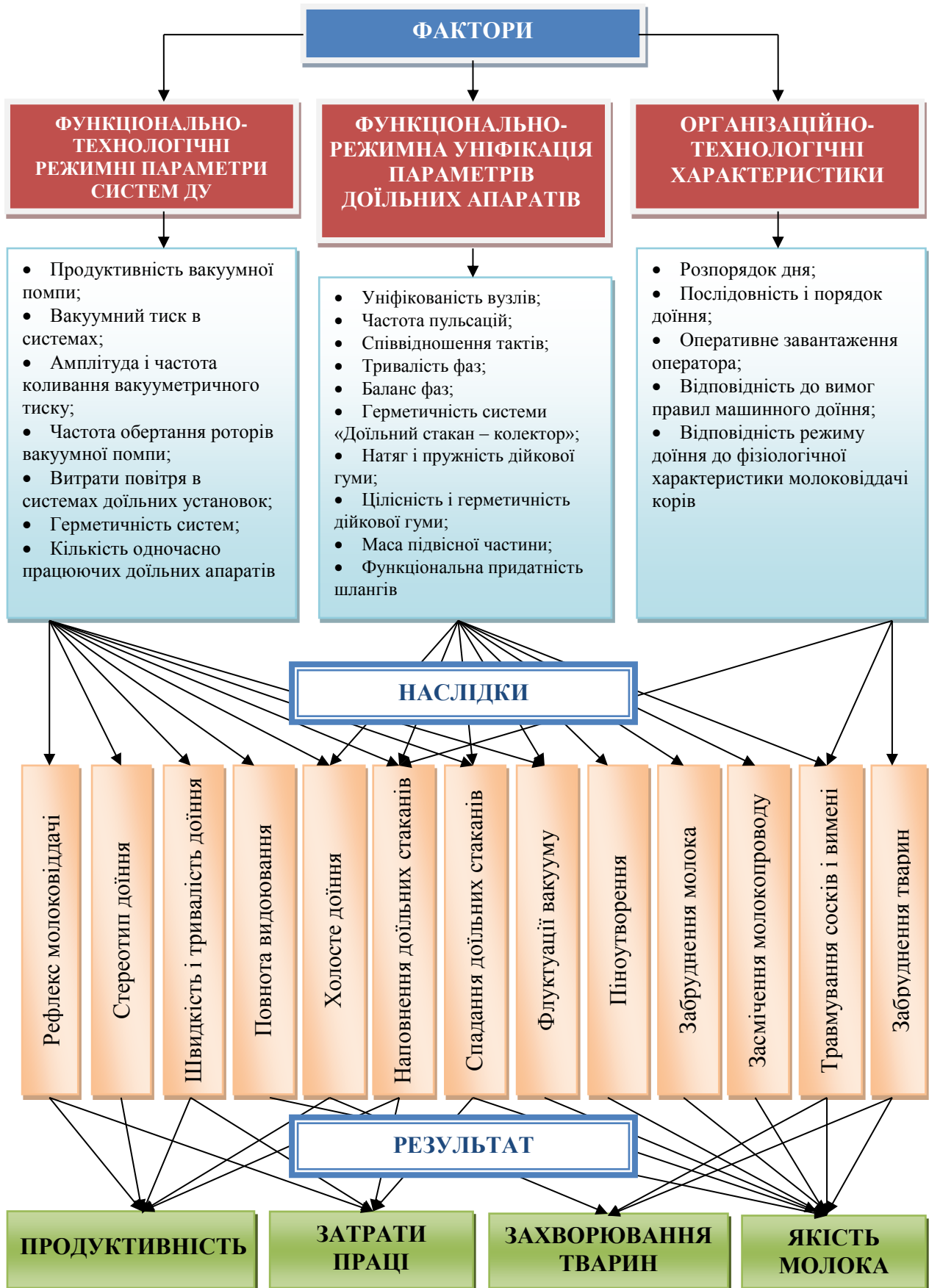


Рисунок 1.1 – Функціональний зв'язок факторів і їх вплив на якість технологічного процесу машинного доїння

Машинна ланка системи, за даними досліджень [15, с. 16], [16, с. 315-319], [17, с. 199-208], [18, с. 34], [19, с. 32-33], [20, с. 12-15], [21, с. 32], [22, с. 24], має відповідати фізіологічним потребам тварини та забезпечувати (рис.1.2):

- повноцінне стимулювання рефлексу молоковіддачі;
- повне та якісне видоювання корів із певною періодичністю;
- захист молочної залози та організму тварини від шкідливого впливу машини;
- отримання молока високої якості.

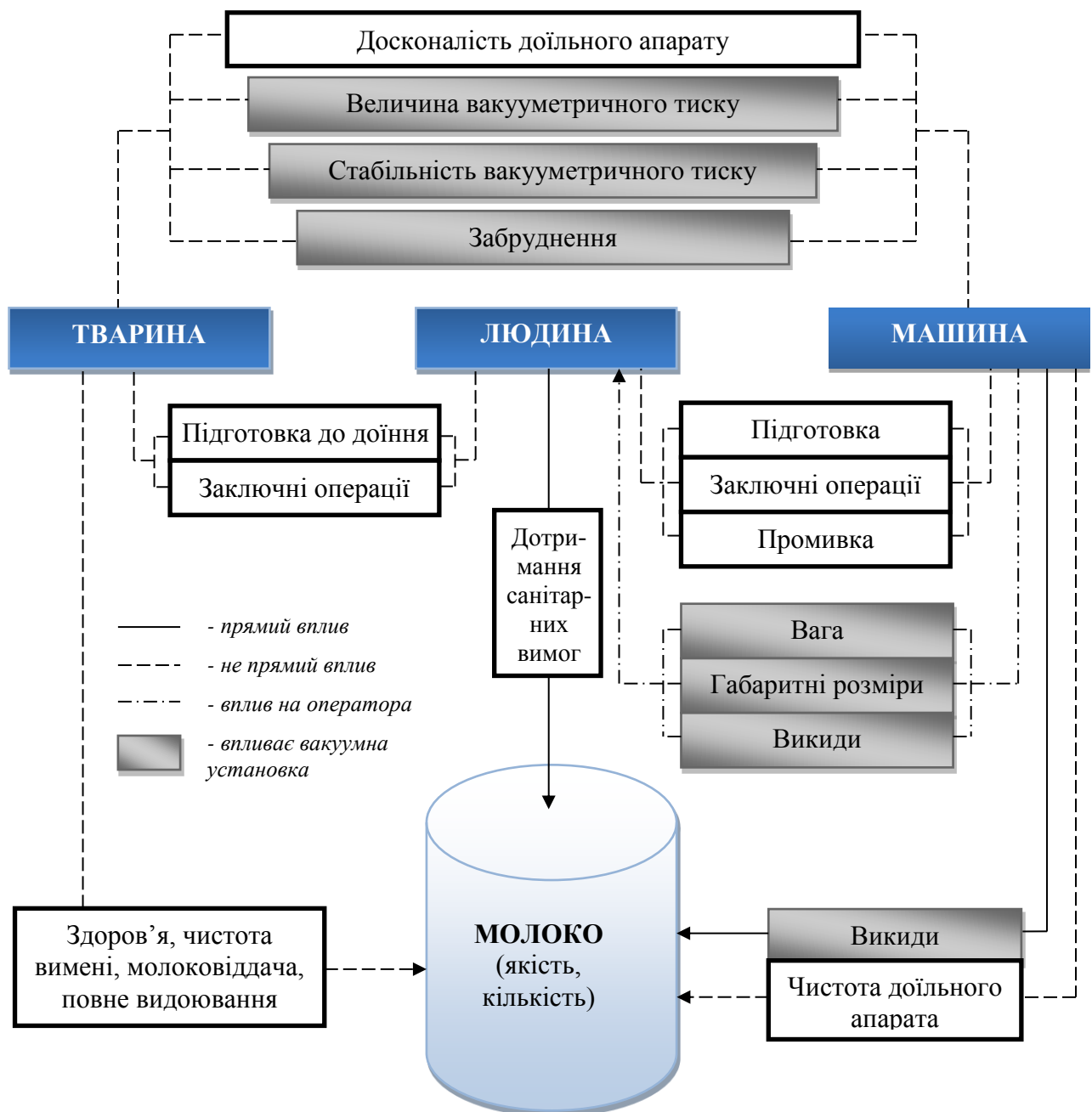


Рисунок 1.2 – Вимоги до технологічного процесу машинного доїння



За даними досліджень А.І. Фененка [23], [24, с. 1-5], [25, с. 50-51] встановлено, що вакуумна помпа є основною ланкою доїльної установки. Також, в періодичній літературі [26, с. 26-29], [27, с. 50-56], [28, с. 388-396], є багато інформації про вплив величини вакууметричного тиску, який створюється вакуумною помпою, на організм тварини, її продуктивності, швидкість молоковіддачі тощо.

В особистих фермерських господарствах кількість лактаційних періодів становить 3,6-3,8. Захворювання молочної залози в середньому є у 29,3% корів молочних порід. Патологія вимені спостерігається у 38-40% випадків, яка є причиною вибраковування високопродуктивних тварин [15, с. 16], [31, с. 32-37]. Однією з головних причин вибраковування є відхилення створюваного вакуумними помпами вакууметричного тиску в доїльній установці від його оптимального значення. Дослідженнями вітчизняних і зарубіжних учених [15, с. 17], [32, с. 5], [33, с.15-16], [34, с. 1127], [35, с. 64], [36, с. 510], [37, с. 94-96], [38, с.140-144], [39, с. 65], [40, с. 227] встановлено, що на продуктивність поголів'я корів впливає вакуумний режим доїльної установки. Змінний вакууметричний тиск створюваний вакуумною помпою у будь-якій доїльній установці призводить до порушення молоковіддачі у тварин, відтак, і до зниження її продуктивності. За результатами досліджень С.М. Кухарця [41, с. 162-168] встановлено, що на зміну коливань і величини робочого вакуумметричного тиску під час машинного доїння ВРХ реагують ідентично зміні оператора, тобто тимчасово, доки не виникне привикання до нового режиму, а це, в свою чергу, призводить до зниження їх продуктивності. Крім того, коливні зміни вакуумметричного тиску спричиняє патологічну вплив на вим'я корів. Так, за даними досліджень В.О. Кітікова [27, с. 54], вплив коливань вакуумметричного тиску на молочну залозу визначено, що до 32% корів хворіють маститом, їх молочна продуктивність знижується на 23%, а лактаційний період зменшується на 25%.

Більшість сучасних доїльних апаратів в Україні і за її межами працюють за значень вакуумметричного тиску в межах від 42 кПа до 53 кПа. В деяких конструкціях цей діапазон є ширшим - від 33,3 кПа до 91,3 кПа [15, с. 18], [42, с. 242], [43, с. 82], [44, с. 564-566]. Проте, в першу чергу, для проведення ефективного доїння, потрібно забезпечити постійний робочий вакуумметричний тиск. Флуктуація вакуумметричного тиску призводить до погіршення рефлексу молоковіддачі, збільшення тривалості доїння ВРХ, зменшення їх продуктивності [45, с. 4601], [46], [47, с. 2209].

Дослідниками встановлено, що межі допустимих коливань робочого вакуумметричного тиску у вакуумній системі 6,65-7,32 кПа. На думку С.М. Кухарця [48, с. 48-52], зменшення вакуумметричного тиску під час роботи усіх доїльних апаратів, повинно бути не більше 2,66 кПа. За дослідженнями Л.П. Карташова [49], робочий вакууметричний тиск у вітчизняних доїльних установках під час доїння корів має бути не більше 50,6-53,3 кПа і не менше 34,6 кПа, а межі зміни робочого вакуумметричного тиску у вакуумпроводі доїльної установки допускаються в діапазоні від 2,66 кПа до 6,65 кПа. Причиною захворювання маститом продуктивної ВРХ (до 32%), подразнення молочної залози (23-30%), скорочення періоду лактації ВРХ (до 25%) є коливання робочого вакуумметричного тиску, під час доїння, у вакуумній системі. У хворих маститом корів, зазвичай знижується молочна продуктивність на 10-18 %. Поруч з тим, середня тривалість молочно-продуктивного життя корів скорочується до 3-4 років. Як наслідок, 31,8% корів вибраковується внаслідок ушкодження однієї і більше чвертей вимені [15, с. 18].

Швидкість молоковіддачі і збільшення часу видоювання тварин є наслідком порушення і різких змін технічних параметрів доїльних установок під час доїння. Конструкційні недоліки вакуумних систем найчастіше є причиною непродуктивного використання доїльних установок. Особливості конструкції вакуумної системи і, в першу чергу, вакуумної помпи визначають стабільність і

величину вакуумного режиму ДУ [50, с. 78], [51, с. 106], [52, с. 106], [53, с. 95], [54, с. 16]. Використання продуктивніших вакуумних pomp запобігає значному коливанню робочого вакуумметричного тиску в системі, створюючи резерв подачі повітря, який характеризується різницею між максимальною і технологічною витратою повітря ДУ. Величина резерву подачі значно впливає на стабільність робочого вакуумметричного тиску, яка є основою машинного доїння. Її важливо враховувати під час проектування та підбору вакуумних pomp для доїльних установок.

Дослідженнями Quan Zhanga [55, с. 2177] теоретично обґрунтовано вплив продуктивності двороторної вакуумної помпи на її надійність за допомогою моделювання погіршення характеристик помпи спричинених зношуванням роторів. Помпи типу Рутс є високошвидкісними обертовими машинами, які мають високу інтенсивність відмов. Несправності даних pomp були вивчені в дослідженнях Sun Rongjian, Wu Wanyun, Wang Xilong, Yang Guolai [57, с. 23], [58, с. 31], [59, с. 69], [60, с. 67], які вказують на те, що саме зношування роторів помпи були основною причиною 46% відмов двороторних pomp.

Два ротори, які синхронно обертаються, розташовані в корпусі помпи так, що і не контактують між собою і з самим корпусом. Через невідповідність зазорів виникає похибка встановлення і зношування підшипників в процесі експлуатації під час якої, в помпі зміщуються взаємні розташування роторів і виникає дисбаланс сил в результаті яких виникає несправність роторів. Фактична відкачувальна характеристика була проаналізована дослідниками Kong Yuan, Wang Jingbo, A.Burmistrov [61], [62], [63, с. 333] під впливом втрат від утворених зазорів. Дані дослідження показують, що помпа Рутс не може досягнути максимальної 100% ефективності умовах таких несправностей.

Дослідниками В.Wegner, U.Gruschka, W.Krebs [64, с. 924-926], за допомогою програмного середовища Solidworks створено тривимірну модель помпи Рутс завдяки якій M.S.Campobasso, M.H.Baba-Ahmadi, and G.McIlelland

провели імітаційний аналіз перетікання повітря [65, с. 1398-1400]. В процесі моделювання було прийнято зазори 0,1 мм і 0,25 мм як значення зносу роторів.

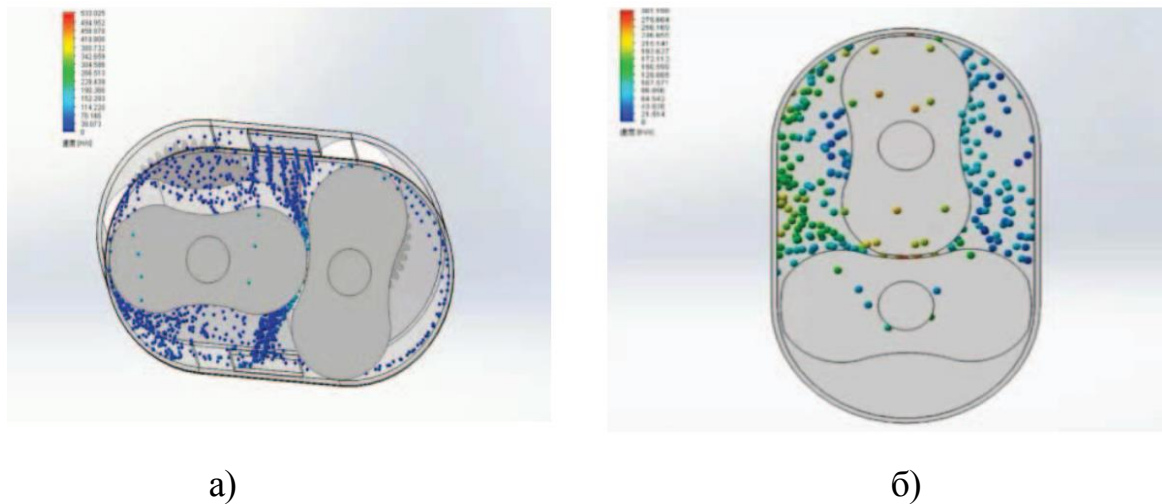


Рисунок 1.3 – Діаграма моделювання руху повітря через зазори: а) 0,1 мм; б) 0,25 мм

З рис. 1.3 видно, що зношення роторів, незалежно від того, чи це 0,1 мм, чи 0,25 мм, процес перетікання повітря, в основному, проходить через міжроторний простір, а втрати по стінках статора є не такі суттєві але також вимагають уваги.

Питаннями перетікання газів у високовакуумних помпах займались також вчені Деміхов К.Е., Нікулін М.К [66, 67] в роботах яких досліджено вплив перетікань на відкачувальні характеристики помп. Зокрема, те, що на одній ступені помпи, з швидкістю 10 л/с і теоретичним максимальним співвідношенням тисків  $\tau_{\max} = 10^8$ , перетікання в 0,001 л/с призводять до зниження  $\tau_{\max}$  до  $10^4$ . Відповідно, точний розрахунок величини перетікань і облік впливу робочих параметрів ущільнення при його проектуванні дозволяють підвищити відкачувальні характеристики вакуумних помп. Дослідженню характеристик вакуумних помп, вакуумних радіальних і торцевих щілевих каналів присвячено велика кількість робіт. В роботах [68], [69, с. 107], [70, с. 114], [71] розглянуто розрахунок перетікань газу в перехідному режимі (число Кнудсена від 0,01) з урахуванням експериментальних даних, що описують взаємодію газу з поверхнею. У роботах [72], [73, с. 15-17], [74, с. 36] представлені методи розрахунку провідності різною формою перерізу каналів в

молекулярному режимі протікання газу (кругле, прямокутне, трапецієподібне).

В дослідженнях Нікуліна М. К. [75, с. 20-25] розрахунок ґрунтується на використанні методу Монте-Карло (методу пробної частинки) [76], який полягає в статичному моделюванні процесів. Для поліпшення роботи ущільнення необхідно збільшувати швидкість обертання диска, збільшувати відносну висоту і зменшувати відносну ширину зазору. На підставі отриманих рівнянь Нікуліна М. К. можна отримати числові результати перетікань потоку повітря через торцевий зазор дискової вакуумної помпи.

Дослідниками Yi-Bin Li, Dong-Sheng Guo, Xiao-Bin Li [77, с. 718] обґрунтовано плавну зміну ширини зазору між роторами та статором (від 0 до  $r_{max}$ ), яка ефективно зменшує пікове значення коливання тиску на виході помпи (рис. 2.4). Тут геометрія статора спроектована так, щоб зазор між ротором і статором постійно змінювався, а базовий постійний зазор становить 0,2 мм. Встановлено, що оптимальний  $r_{max} = 0,1 \dots 0,15$  мм має надзвичайний ефект пом'якшення пульсації тиску [78, с. 291], [80, с. 105], [112].

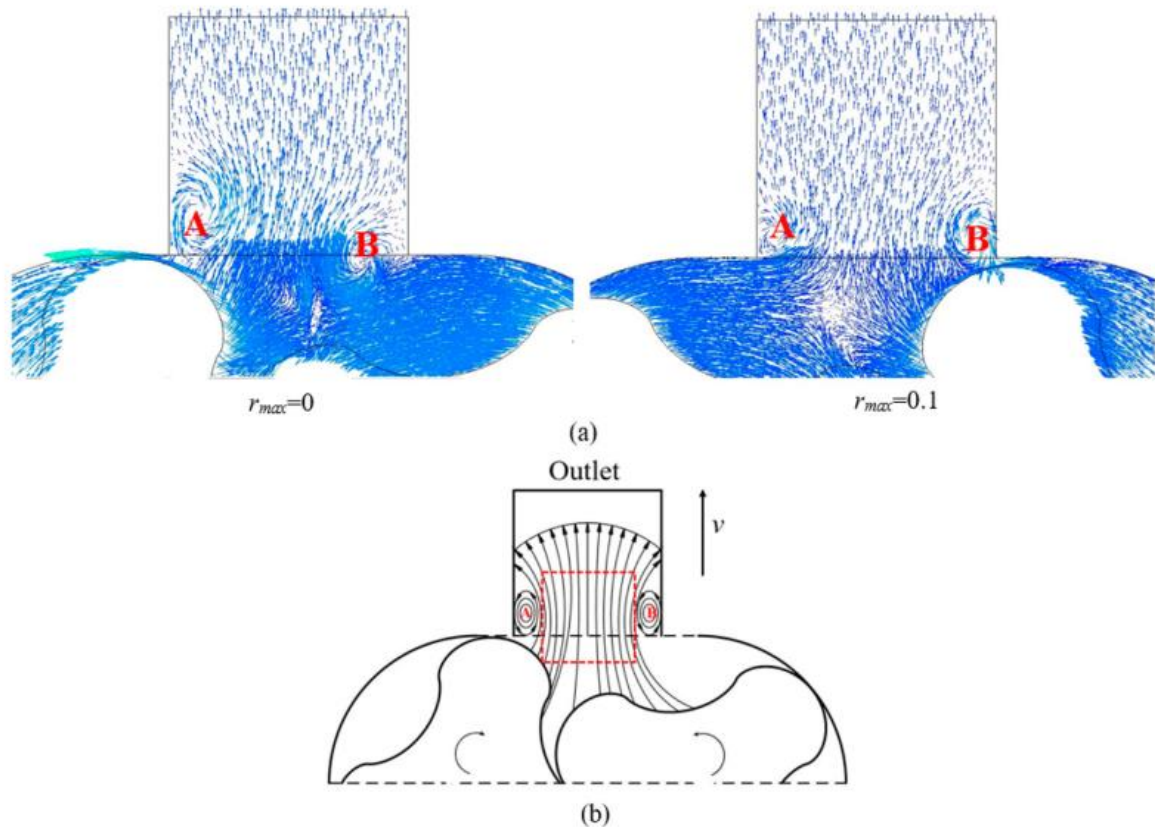


Рисунок 2.4 – Вплив поступово змінного зазору на місцеве завихрення у випускному патрубку двороторної вакуумної помпи

Також, вченими S.K. Sun, Q Zhou, J Wen, X Y Peng [81, с. 3] досліджено шумові характеристики трилопатевої вакуумної помпи (рис. 2.5) і встановлено залежність впливу конструктивної зміни помпи, а саме, розташуванням підшипників кочення, на пульсацію тиску під час виходу з помпи і її об'ємну ефективність.



Рисунок 2.5 – Двороторна трилопатева вакуумна помпа зі знятою боковою кришкою

Дослідниками Laurent-Charles Valde's, Benoit Barthod, Yves Le Perron [82, с. 454] обґрунтовано розрахунковий метод, який дозволяє визначити пропускну здатність кожного із зазорів між робочими органами і статором помпи до декількох відсотків у широкому діапазоні тисків.

Питаннями теоретичного моделювання роботи вакуумних машин займаються науковці Адамчук В.В., Кухарець С.М., Дмитрів В.Т., Сиротюк В.М, Фененко А. І., Дудін В.Ю., Городецький І.М., Федорина Д.І. та ін.

[15, с. 37-73], [41, с. 159-179], [83], [84, с. 5], в працях яких розроблено теоретичні засади досліджень вакуумних машин, такі як: модель теоретичної швидкодії ротаційного вакуумної помпи [87, с. 85], математична модель роботи вакуумного насоса з обертовим статором [91, с. 112], дослідження об'єму подачі помпи залежності від його параметрів [15], [88, с. 296-299], моделювання продуктивності вакуумної помпи з різною конструкцією статора [86, с. 43], моделювання впливу кількості лопаток ротаційної вакуумної помпи доїльної установки на його параметри [85, с. 40], експериментальне дослідження тривалості наповнення повітрям вакуумних систем для доїльних установок [89, с. 145], розроблення аналітичної динамічної моделі коефіцієнта тертя повітря вакуумних трубопроводів доїльних установок [83] тощо.

З огляду на вищесказане та стандарти ISO 3918 [2, с. 42], ISO 5707 [3, с. 52] витікає, що вакуумна помпа повинна забезпечувати технологічний процес доїння за сталого вакуумного режиму 48,0-52,0 кПа, коливання вакуумметричного тиску повинні не перевищувати 2,7 кПа, а подача вакуумної помпи повинна перевищувати витрати повітря доїльним апаратом в 2,25 рази [15, с. 19].

## **1.2 Аналіз конструкцій вакуумних pomp доїльних установок**

Вакуумні помпи є основною складовою різноманітних схем і конструкції вакуумних агрегатів. Найбільшого поширення в технологічному процесі машинного доїння набули механічні ротаційні вакуумні помпи, оскільки їх техніко-технологічні параметри відповідають техніко-економічним вимогам, які ставляться до доїльних установок.

Доїльні установки переважно укомплектовано вакуумними системами в яких використовуються два типи pomp: пластинчата ротаційна вакуумна помпа (рис. 1.6) і водокільцева вакуумна помпа (рис. 1.7). Пластинчата ротаційна вакуумна помпа застосовується в широкому асортименті доїльних установок (Додаток А).

Пластинчаті ротаційні вакуумні помпи мають механічний к.к.д., який характеризує відношення індикаторної потужності до потужності на валу помпи, рівний 0,8-0,9. Помпи цього типу добре урівноважені, при досить великих обертах створюють менші пульсації вакуумметричного тиску і мають невеликі габаритні розміри і масу.

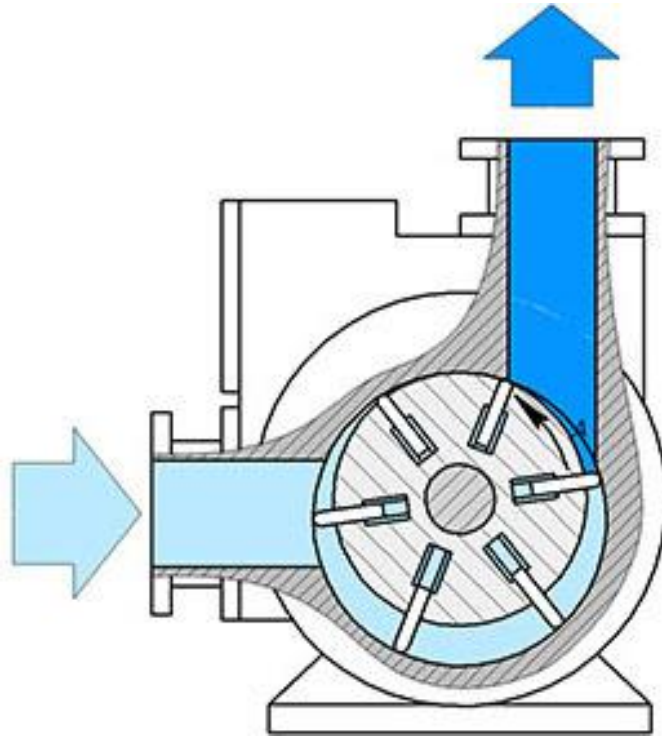


Рисунок 1.6 – Схема пластинчастої ротаційної вакуумної помпи

Вони складаються з меншої кількості деталей, в них немає всмоктуючих і нагнітальних клапанів. Крім того, їх відрізняє спрощена схема розподілу повітря. Для ротаційних вакуумних pomp не потрібно масивні фундаменти, оскільки вони мають плавний, з мінімальною вібрацією, характер роботи. Ці помпи більш рівномірно відкачують повітря і більш швидкохідні.

Дослідженню водокільцевих вакуумних pomp присвячені роботи Максимова В.А., Антроповскої Н.М., Волкова І.Є. та інших [92, с. 141]. Водокільцеві вакуумні помпи [93, с. 56-60], [94, с. 271], [95, с. 247] відрізняються значною об'ємною продуктивністю, простотою конструкції і надійністю в роботі (рис. 1.7).





Рисунок 1.7 – Схема водокільцевої вакуумної помпи

Вони не мають всмоктуючого і випускного клапанів, у них немає розподільчого механізму, відсутні металеві поверхні тертя та не потрібно мастило під час роботи. Проте достатня надійність в роботі забезпечується лише за певних умов експлуатації. Зокрема, вони вимагають додаткових пристроїв для подачі робочої рідини, можуть працювати лише при плюсовій температурі навколишнього повітря. Ущільнення між обертовими і нерухомими частинами помпи досягається за допомогою робочої рідини, яка під час обертання ротора відкидається лопатками до периферії, утворюючи всередині помпи кільце, що обертається, і виконує роль поршня. Передбачене конструкцією гідравлічне ущільнення в цих помпах створює умови для зниження механічного зносу тертьових деталей. Помпа такої конструкції не вимагає заповнення його рідиною перед початком роботи. Недоліками водокільцевих pomp є низький механічний к.к.д., який не перевищує 0,48-0,52 через значні гідравлічні витрати в рідинному кільці (75-80%), нестійкий режим роботи і високі експлуатаційні витрати на одиницю питомої продуктивності. Окрім того, вони мають високі витрати потужності за вакууму до 60 кПа, [96, с. 81-86], [97, с. 65].

У деяких вітчизняних фермерських господарствах застосовуються двороторні вакуумні помпи ДВН (типу Рутс) [98, с. 103-111]. Двороторна помпа (рис. 1.8) має овальну камеру, на верхній і нижній стінках якої розташовані, відповідно, всмоктуюче і нагнітальне вікна. Повітря від всмоктуючого вікна до нагнітального переміщається двома роторами, що обертаються один назустріч одному, і виконаними, як правило, у формі «вісімки». Синхронне обертання роторів і зазор між ними забезпечують синхронізуючі шестерні, змонтовані на валах роторів. Поверхні роторів ретельно обробляються: зазор між ними і стінками корпусу помпи має бути в межах 0,1 - 0,2 мм [99, с. 87].

Змазування підшипників і зубчастих коліс (синхронізаторів) - рідинне, циркуляційне. Мастило заливається в масляні порожнини через отвір, де розбризкується по зубчастих колесах.

Одним з недоліків помп цього типу є також постійна дія на ротор повного тиску нагнітання, тоді як у пластинчатих помп тиск на ротор зростає поступово, починаючи від тиску всмоктування до тиску нагнітання. Механічний к.к.д. таких помп сягає 0,94, а коефіцієнт подачі 0,6 - 0,8. Останній залежить від тиску нагнітання і частоти обертання ротора [99, с. 92], [101, с. 132-140].

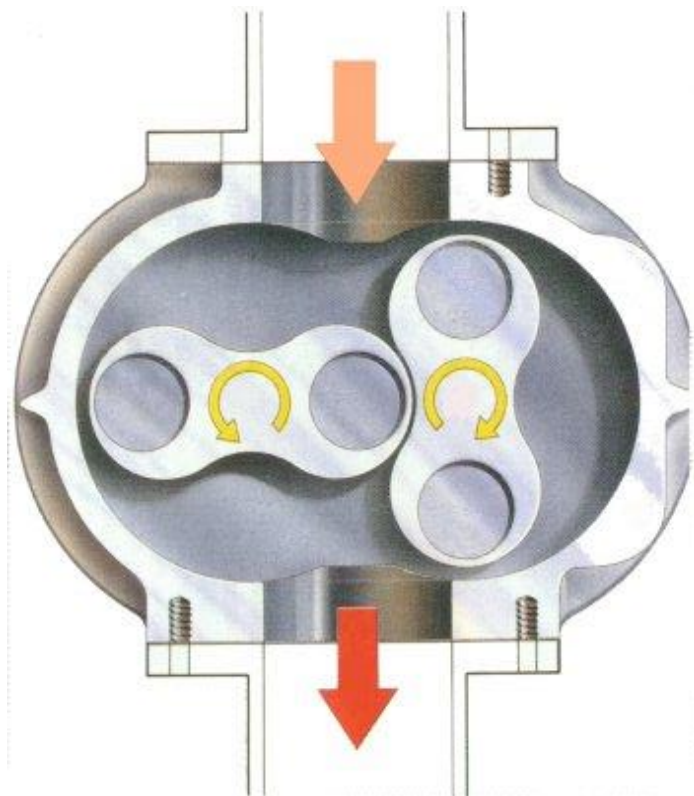


Рисунок 1.8 – Схема двороторної вакуумної помпи

Процес зовнішнього стиску неекономічний, тому двороторні вакуумні помпи застосовують при невеликих перепадах тисків або при тиску всмоктування 1,33...133 Па. Відносно великі перетікання повітря з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування через наявні зазори між роторами, а також між роторами і корпусом перешкоджають отриманню меншого тиску, а за тиску близько 100 кПа не дозволяють досягти співвідношення тиску нагнітання до тиску всмоктування  $\tau > 1,8$  [101, с. 341].

Проте повна урівноваженість і хороша динамічна збалансованість роторів, що забезпечуються в цих помпах, дозволяють досягти високої частоти обертання роторів, а отже, високої швидкості відкачування за порівняно малих габаритів. Крім того, такі переваги, як відсутність тертя між роторами, простота конструкції, простота технологічної обробки роторів, визначили широке використання двороторних вакуумних pomp [102, с. 23].

Також двороторні вакуумні помпи можуть працювати спільно з форвакуумними, в ролі яких використовують золотникові, водокільцеві або поршневі вакуумні помпи.

Проведені дослідження і літературні джерела свідчать [100, с. 439-445], [104, с. 122-130], що з усіх типів ротаційних вакуумних pomp, призначених для ДУ, кращі показники мають двороторні вакуумні помпи (рис. 1.8).

Розширення діапазону використання даних типів двороторних вакуумних pomp призвело до створення нових високопродуктивних, досконаліших pomp різної продуктивності в різних сферах їх використання: медицині, хімічній промисловості, машинобудуванні, сільському господарстві тощо.

В промисловості дані помпи найчастіше використовуються для пневмотранспорту сипких речовин, а також як вакуумні помпи. Серед відомих виробників даного типу pomp є такі фірми як: Aerzener (США) [105], AtlasCopco (Швеція) [106], GardnerDenver (США) [107], Pfeiffer Vacuum (Німеччина) [108], Leybold (Німеччина) [109], Інверс-инжиниринг «VARP Vacuum» (Росія) [110], ЕлекТрейд-М (Росія) [111], Vogelsang (Німеччина) [112],

Agilent Technologies (США) [113], Kurt J.Lesker Company (Великобританія) [114] тощо.

Помпи цих фірм відрізняються один від одного розташуванням ротора в корпусі, перерізом впускного і випускного патрубків, розташуванням вікон в корпусі, частотою обертання ротора, кріпленням приводу на рамі, геометричними розмірами, масою і дійсною продуктивністю.

У двороторних вакуумних помпах (типу Rut's) в корпусі розташовані два однакових ротора, що синхронно обертаються в протилежних напрямках (рис. 1.9). Відмінна особливість робочого процесу двороторної вакуумної помпи є у зовнішньому стиску. У положенні, показаному на рис. 1.9, а, порожнина I не з'єднана з всмоктуючим і нагнітальним вікнами. У положенні, показаному на рис. 1.9, б, порожнина I з'єднана з нагнітальним вікном, повітря з нагнітальної порожнини надходить у порожнину I, в результаті чого, тиски в них вирівнюються. При зменшенні об'єму порожнини I повітря з неї витісняється в нагнітальний патрубок (рис. 1.9, в, г).

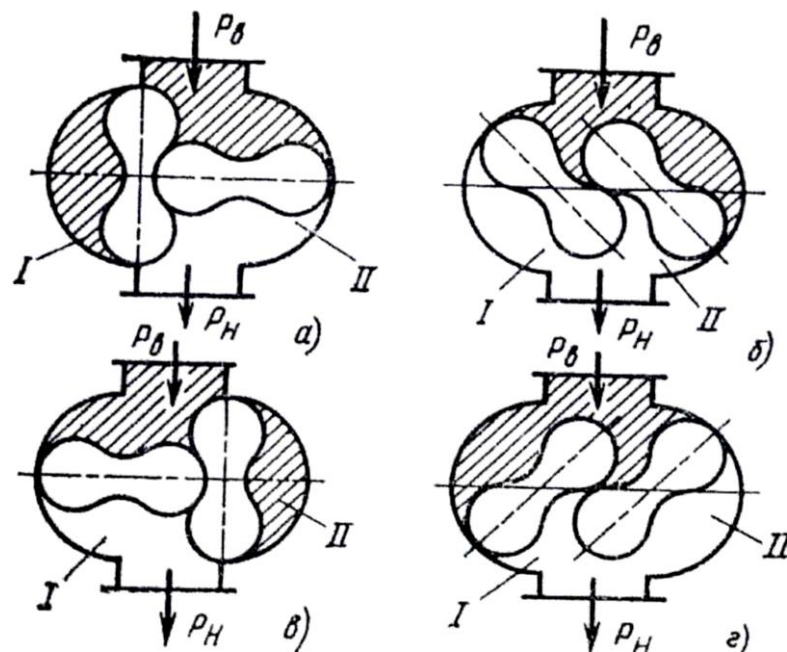


Рисунок 1.9 – Принципова схема роботи двороторної вакуумної помпи

Аналогічні процеси зі зміщенням на  $180^\circ$  відбуваються в порожнині II. За один оберт роторів в нагнітальний патрубок подаються дві порції газу - з порожнин I і II.

Оскільки ротори під час обертання не торкаються один одного і корпусу, масло в робочу порожнину не подається. Процес зовнішнього стиснення неефективний, тому двороторні вакуумні помпи, зазвичай, застосовують при порівняно невеликих значеннях тиску. Крім того, наявність зазорів між роторами і корпусом сприяє перетіканню газу з нагнітального патрубку у всмоктувальну порожнину, що обмежує можливість отримання високого вакууму.

### **1.3 Конструктивні різновиди двороторних вакуумних pomp**

До теперішнього часу запропоновано велику кількість конструктивних різновидів безконтактних роторних вакуумних pomp і компресорів. Схеми деяких безконтактних машин [99], [100, с. 439-445], [101] представлені на рис. 1.7. Вони відрізняються як профілем роторів, їх кількістю, так і характером підвищення тиску газу. Всі існуючі типи об'ємних двороторних pomp і компресорів можна розділити за характером підвищення тиску на три основні групи: з зовнішнім стиском, з частковим внутрішнім стиском, з повним внутрішнім стиском.

Спектр конструкцій різноманітний. Кількість pomp, що знайшли реальне промислове застосування, істотно менша, а більшість, в кращому випадку, доведені до дослідних зразків. Це пояснюється складністю виготовлення та складання роторних механізмів pomp і незадовільними питомими енергетичними та масогабаритними показниками. В даний час промислове застосування знаходять гвинтові помпи і компресори (рис. 1.10, м), кулачково-зубчасті помпи «Claw» (рис. 1.10, о). Безумовним лідером, з усіх типів двороторних вакуумних pomp є ДВН типу Рутс (рис. 1.10 п, р), який працює за принципом обкочування роторів, запропонований братами Рутс ще в ХІХ столітті.

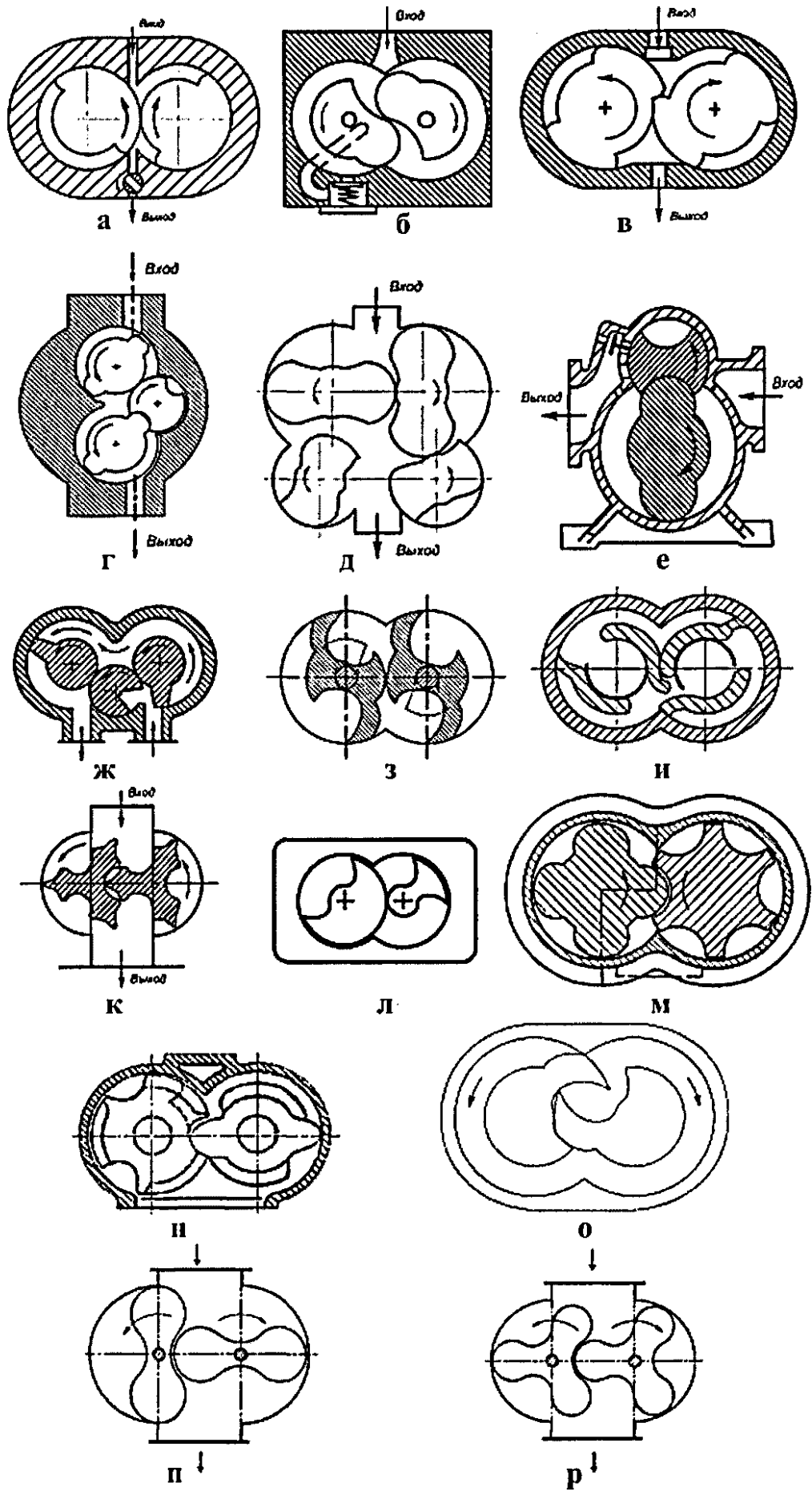


Рисунок 1.10 – Конструктивні схеми двороторних вакуумних pomp

Аналіз переваг і недоліків різних типів безконтактних pomp [118, с. 48-53] показав, що багато спроб вдосконалення ДВН типу Рутс з метою організації робочого процесу за принципом внутрішнього стиску, хоча і привели до створення різних конструкцій, проте істотно погіршили показники, які досягаються в машинах із зовнішнім стисканням. Частка ДВН від всіх випущених безмасляних pomp з швидкістю до 30 л/с - 50%, понад 30 л/с - 43,2% [119, с. 93-99]. За даними роботи [119] з 1997 року щорічне зростання обсягу випуску ДВН становить понад 4%, а за кількістю пропозицій засобів відкачування помпи типу Рутс міцно займають друге місце в світі.

Широке поширення ДВН пояснюється їх високою продуктивністю, яка досягається за рахунок великої величини об'єму, що переноситься роторами за один оберт, і високої частоти обертання. Привід в ДВН, як і в більшості двороторних pomp, здійснюється безпосередньо від електродвигуна, що дозволяє відмовитися від різних мультиплікаторів, знизити вартість, зменшити габарити.

Удосконалення двороторних засобів відкачування стримується недостатнім експериментальним і теоретичним опрацюванням процесів переміщення газу (повітря) в роторних механізмах. Відсутні методи розрахунку перетікань газу через щілинні зазори pomp.

Розвиток галузей промисловості і сільського господарства вимагає модернізації існуючих і створення нових схем вакуумних і компресорних машин, що відповідають специфіці виробництв, в яких вони повинні експлуатуватися, і мають кращі енергетичні показники.

#### **1.4 Основні вимоги до вакуумних систем доїльних установок**

З появою великої кількості конструктивних рішень доїльних установок і, особливо для доїння корів, значимість вакуумних систем доїльних установок істотно зростає. В основу вакуумної системи входять: вакуумна помпа, вакуум-

провід, вакуум-регулятор, вакуум-балон, молокопровід, лічильник обліку кількості молока, автоматичні пристрої.

Основними вимогами, що ставляться вакуумної помпи є:

- надійність в роботі;
- забезпечення стабільної подачі;
- можливість регулювання подачі вакуумної помпи залежно від поголів'я тварин, що підлягає доїнню;
- відсутність змащування хімічними чи синтетичними мастилами робочих органів, що виключає забруднення молока і навколишнього середовища;
- висока енергоощадність.

До вакуум-проводу ставляться такі вимоги:

- відсутність забрудненості;
- герметичність;
- стабільний вакуум.

Вакуум-регулятор повинен підтримувати стабільний рівень розрідження в вакуум-проводі необхідний для роботи доїльних апаратів і транспортування молока по молокопроводу. Вакуум-балон повинен виключати попадання рідини і механічних домішок у вакуумну помпу під час неправильної експлуатації обладнання.

Молокопровід не має забруднювати молоко і повинен забезпечувати якісне промивання після машинного доїння корів. Доцільно переходити на більш подовжені ланки молокопроводу, що сприяє зниженню кількості стиків. Такий ефект можна отримати під час застосування молокопроводу з нержавіючої сталі.

На підставі проведеного аналізу двороторних вакуумних pomp можна зробити наступні основні висновки:

- помпи типу Rut's мають недосконалий процес термодинамічного стиску газу;
- помпи з робочими органами гвинтового чи гантельного профілю складні у виготовленні.



- помпи типу Rut's мають високу прецизійність пар «ротор-статор» і «ротор-ротор».

У гвинтових помпах радіальні, торцеві і осьові щілини мають складну форму і значні розміри. Для зниження питомих перетікань газу необхідно збільшити колові швидкості роторів, що надає певні труднощі;

- шестеренні вакуумні помпи з евольвентним профілем роторів мають значний неробочий об'єм, що знижує параметри вакуумної помпи;

- перехід на внутрішній стиск двороторної вакуумної помпи з еластичними ущільненнями роторів дозволить знизити перетікання, а відтак, збільшити продуктивність.

## **Висновки до 1 розділу**

На підставі проведеного огляду можна зробити наступні висновки:

1. В результаті аналізу технічного забезпечення виробництва якісного молока у особистих селянських господарствах виявлено, що для вирішення проблеми збереження поголів'я корів в зазначених господарствах згідно з поставленими задачами Кабінету Міністрів України, Міністерства аграрної політики та продовольства і Національної академії аграрних наук України, необхідно впроваджувати доїльні установки, які мінімально впливатимуть на фізико-хімічні властивості молока і забезпечать збереження його натуральних властивостей.

2. З аналізу впливу параметрів вакуумної помпи доїльних установок на технологічний процес машинного доїння було встановлено, що вакуумна помпа повинна забезпечувати сталий вакуумний режим 48,0-52,0 кПа, коливання вакуумметричного тиску повинні не перевищувати 2,7 кПа, а подача вакуумної помпи повинна перевищувати витрати повітря доїльним апаратом в 2,25 рази, що обумовлено зоотехнічними, санітарно-гігієнічними та технологічними вимогами.

3. В результаті аналізу існуючих конструкцій вакуумних pomp доїльних установок встановлено, що двороторна вакуумна помпа у порівнянні з іншими має високий механічний к.к.д. 0,85-0,95 % та коефіцієнт подачі 0,6-0,8, високу рівномірність подачі, швидкохідність, можливість працювати спільно з форвакуумними помпами для збільшення його відкачувальних характеристик, можливість безпосереднього з'єднання з двигуном, що вказує на найбільшу доцільність використання його в якості силового агрегату доїльних установок.

4. З огляду робіт з дослідження ефективності роботи вакуумних pomp встановлено, що основними факторами, які впливають на процес її роботи є фізико-механічні властивості матеріалу роторів (коефіцієнт тертя, матеріал еластичних елементів), геометричні (перетікання повітря, внутрішній діаметр статора, діаметри роторів) і технологічні параметри (частота обертання роторів, встановлений рівень вакууметричного тиску).

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [120, с. 395-391], [121, с. 18-20], [122, с. 548-554], [123, с. 258-262], [124, с. 33-40], [125, с. 409-412], [126], [127, с. 174-176], [128, с. 154], [129, с. 44], [130], [131, с. 4].

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОРОТОРНОЇ ВАКУУМНОЇ ПОМПИ

#### 2.1 Обґрунтування геометрії ротора вакуумної помпи

За робочий обертаючий ротор двороторної вакуумної помпи служить робочий орган у вигляді «гантелі», геометрію якого можна описати рівнянням овалу Кассіні. Схема ротора у вигляді овалу Кассіні наведена на рис. 2.1.

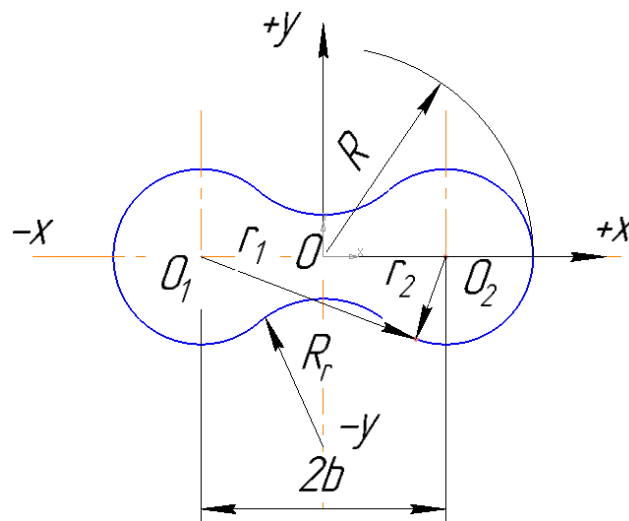


Рисунок 2.1 – Схема ротора у вигляді овалу Кассіні двороторної вакуумної помпи

На схемі рис. 2.1 т.  $O$  – центр осі обертання ротора,  $R$  – радіус обертання ротора – внутрішній радіус статора (однієї половини корпусу помпи).

Для овалу Кассіні справедлива рівність:

$$r_1^2 \cdot r_2^2 = a^2, \quad (2.1)$$

де  $a$  – довільне число, що задовольняє вираз (2.1).

Однак, у нашому випадку, ротор повинен мати таку криволінійну площину радіусом  $R_r$ , щоб під час взаємного протилежного обертання двох роторів проходило обкочування і не відбувалось заклинення роторів, а також зазор був мінімальним, що б унеможливило перетікання повітря за його перекачування.

Віддаль між центрами заокруглень ротора позначимо, як

$$O_1O_2 = 2 \cdot b.$$

Радіус заокруглень позначимо як  $r$ . Рівняння овалу Кассіні є [132, с. 231-248]:

$$[(x - b)^2 + y^2][(x + b)^2 + y^2] = a^4, \quad (2.2)$$

де  $(x - b)^2 + y^2 = r_1^2$  – радіус-вектор лівої частини ротора відносно осі  $y$  (рис. 2.1);

$(x + b)^2 + y^2 = r_2^2$  – радіус-вектор правої частини ротора відносно осі  $y$  (рис. 2.1);

$a$  і  $b$  – множина дійсних додатних чисел;

$x$  і  $y$  – біжучі координати декартової системи координат.

Перейдемо до полярної системи координат

$$x = \rho_R \cdot \cos \varphi; \quad y = \rho_R \cdot \sin \varphi.$$

Враховуючи, що  $x^2 + y^2 = \rho_R^2$ , проведемо перетворення рівняння (2.1):

$$\begin{aligned} (x^2 - 2xb + b^2 + y^2)(x^2 + 2xb + b^2 + y^2) &= a^4 \\ x^4 + 2x^3b + x^2b^2 + x^2y^2 - 2x^3b - 4x^2b^2 - 2xb^3 - 2xby^2 + \\ + b^2x^2 + 2xb^3 + b^4 + b^2y^2 + 2xby^2 + y^2b^2 + y^4 + y^2x^2 &= a^4 \\ x^4 + y^4 + 2x^2b^2 + 2x^2y^2 - 4x^2b^2 + 2b^2y^2 + b^4 &= a^4 \\ x^4 + y^4 - 2x^2b^2 + 2y^2b^2 + 2x^2y^2 + b^4 - a^4 &= 0 \\ (x^4 + y^4) - 2b^2(x^2 - y^2) + 2x^2y^2 + b^4 - a^4 &= 0; \end{aligned}$$

Підставимо значення у полярних координатах  $x$  і  $y$ :

$$(x^4 + 2x^2y^2 + y^4) = (x^2 + y^2)^2 = \rho_R^4$$

Тоді  $\rho_R^4 - 2b^2(\rho_R^2 \cos^2 \varphi - \rho_R^2 \sin^2 \varphi) + b^4 - a^4 = 0$

$$\rho_R^4 - 2b^2 \cdot \rho_R^2 \cdot \cos(2\varphi) + b^4 - a^4 = 0; \quad (2.3)$$

Розв'яжемо рівняння (2.3), як квадратне рівняння і, відповідно, отримаємо:

$$\rho_R^2 = b^2 \cos(2\varphi) \pm \sqrt{b^4 \cdot \cos^2(2\varphi) - (b^4 - a^4)}$$

Тоді значення  $\rho_R$  буде:

$$\rho_R = \sqrt{b^2 \cos(2\varphi) \pm \sqrt{b^4 \cdot \cos^2(2\varphi) - b^4 + a^4}}; \quad (2.4)$$

За рівнянням (2.4) промодельюємо обертання роторів двороторної вакуумної помпи. Попередньо задаємо конструкційні розміри роторів, згідно схеми (рис. 2.2).

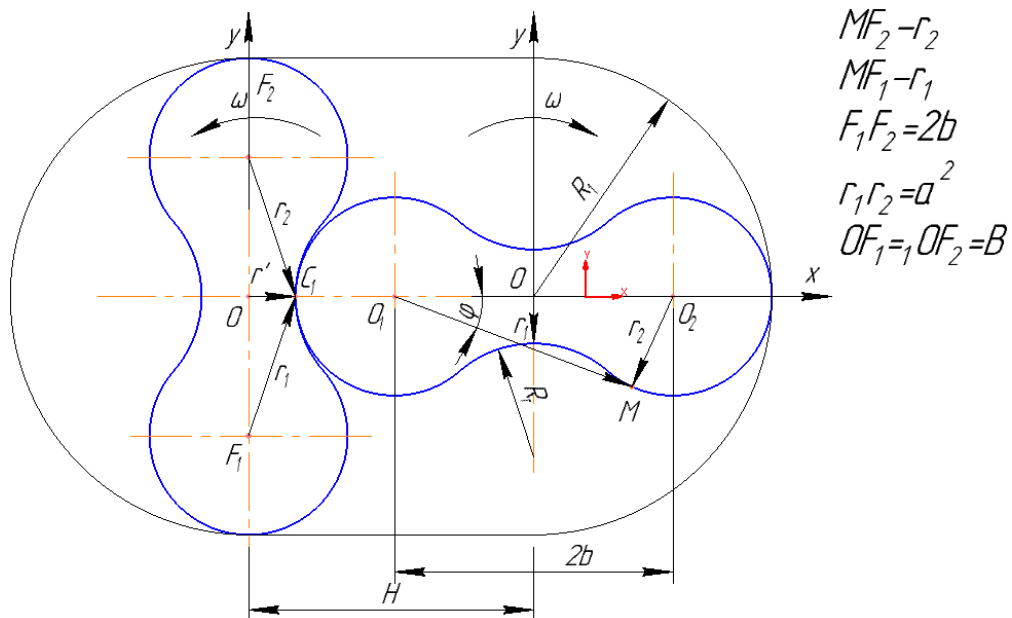


Рисунок 2.2 – Схема взаємного розміщення роторів двороторної вакуумної помпи

Радіус ротора (внутрішній радіус корпусу) приймаємо  $R_1 = 30$  мм, відстань між умовними центрами двох заокруглень ротора  $O_1 O_2 = 2 \cdot b = 41,4$  мм, радіус впадини ротора (рис. 2.2) повинен задовільняти умову  $R_r > R_1$ . Тоді довільне число  $a$  буде становити  $a = 21,7$  мм.

Моделювання геометрії (форми поверхні) ротора проводимо за рівнянням (2.4), де  $\rho_R$  - полярний радіус до точки на поверхні ротора залежно від кута  $\varphi$  (рис. 2.3). Кут  $\varphi$  змінюємо у межах  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$  з кроком 17,4533 рад.

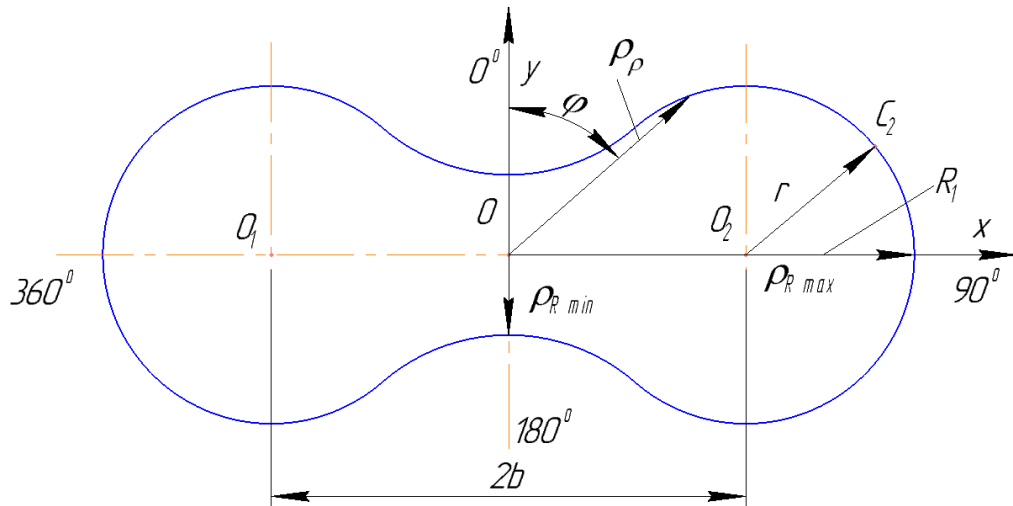


Рисунок 2.3 – Геометрія ротора:  $\rho_{R \max} = R_\rho = 30$  мм;  $\rho_{R \min} = r_1 = 6,5$  мм;  $r = R_1 - b = 30 - 20,7 = 9,3$  мм;

Розраховуємо взаємне розташування двох роторів (рис. 2.2) за залежністю:

$$H = R_1 + r_1;$$

$$H = 30 + 6,5 = 36,5 \text{ мм.}$$

Початкові положення взаємного розташування роторів будуть згідно рис. 2.2. Моделювання обертання двох роторів, враховуючи отриману залежність (2.4), проводимо за наступними залежностями:

- для вертикально розміщеного ротора:

$$\rho_R = \sqrt{b^2 \cos(2\varphi + \gamma) \pm \sqrt{b^4 \cdot \cos^2(2\varphi + \gamma) - b^4 + a^4}}; \quad (2.5)$$

- для горизонтально розміщеного ротора кут  $\varphi$  буде зміщений на  $90^\circ$

$$\rho_R = \sqrt{b^2 \cos(2\varphi + 90 - \gamma) \pm \sqrt{b^4 \cdot \cos^2(2\varphi + 90 - \gamma) - b^4 + a^4}}; \quad (2.6)$$

де  $\gamma$  – кут повороту роторів, враховуючи, що ротори обертаються у протилежному напрямку один до одного, для вертикально-розташованого

ротора кут обертання  $\gamma$  є додатнім, а для горизонтально-розташованого ротора кут  $\gamma$  – від'ємний.

Результати моделювання приведено (Додаток Б), а взаємне розташування роторів за даного кута (Додаток В).

## 2.2 Моделювання корисної площі поперечного перерізу помпи

Враховуючи, що вакуумна помпа є двороторною, розраховуємо площу поперечного перерізу для одного ротора. Зміна площі поперечного перерізу для другого ротора буде зміщено на кут  $\frac{\pi}{2}$ .

Площу поперечного перерізу, обмежену радіусом статора  $R_1$ , геометрії ротора розраховуємо за виразом:

$$S_{\frac{1}{2}H} = S_{R_1} - S_{\text{рот}}, \quad (2.7)$$

де  $S_{R_1}$  – площа половини поперечного перерізу статора, обмежена радіусом статора  $R_1$ ;

$S_{\text{рот}}$  – площа поперечного перерізу половини ротора

$$S_{R_1} = \frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} R_1^2(\varphi) d\varphi = \frac{1}{2} R_1^2 (\pi - \gamma) \quad (2.8)$$

де  $\gamma$  – кут повороту ротора;

$$S_{\text{рот}} = \frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} \rho_R^2(\varphi) d\varphi = \frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} b^2 (2\varphi - \gamma) \cdot d\varphi + \frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} \sqrt{b^4 \cdot \cos^2(2\varphi - \gamma) - b^4 + a^4} \cdot d\varphi \quad (2.9)$$

Визначаємо інтеграли окремо для двох частин залежності (2.9). Для першої частини залежності (2.9) отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} b^2 \cos(2\varphi - \gamma) d\varphi &= \frac{b^2}{2} \cdot \frac{\sin(2\varphi - \gamma)}{2} \Big|_{\gamma}^{\pi} = \\ &= \frac{b^2}{2} [\sin(2\pi - \gamma) - \sin \gamma]. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Для другої частини залежності (2.9) отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} \sqrt{b^4 \cdot \cos^2(2\varphi - \gamma) - b^4 + a^4} \cdot d\varphi &= \\ &= \frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} a^2 \sqrt{1 - \frac{b^4 \sin^2(2\varphi - \gamma)}{a^4}} \cdot d\varphi. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Проведемо заміну у рівнянні (2.11)

$$\begin{aligned} U = 2\varphi - \gamma &\rightarrow \frac{dU}{d\varphi} = 2 \\ d\varphi &= \frac{1}{2} dU. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Тоді, з врахуванням (2.12), залежність (2.11) буде мати вигляд:

$$\frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} a^2 \sqrt{1 - \frac{b^4 \sin^2(2\varphi - \gamma)}{a^4}} \cdot d\varphi \rightarrow \frac{a^2}{4} \int_{\gamma}^{\pi} \sqrt{1 - \frac{b^4 \sin^2(U)}{a^4}} \cdot dU \quad (2.13)$$

Для інтегралу

$$\int \sqrt{1 - \frac{b^4 \sin^2(U)}{a^4}} \cdot dU \quad (2.14)$$

існує спеціальна функція (норм. еліптичний інтеграл 2-роду)  $E\left(U \left| \frac{b^4}{a^4} \right.\right)$  [133].

Тоді інтеграл залежності (2.14) буде мати вигляд після інтегрування:

$$\frac{a^2}{4} \int_{\gamma}^{\pi} \sqrt{1 - \frac{b^4 \sin^2(U)}{a^4}} \cdot dU = \frac{a^2 \cdot E\left(U \left| \frac{b^4}{a^4} \right.\right)}{4}. \quad (2.15)$$

Проведемо заміну зворотно:

$$U = 2\varphi - \gamma.$$



Тоді

$$\frac{a^2 \cdot E\left(\left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right)}{4} \rightarrow \frac{a^2 \cdot E\left(2\varphi - \gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right)}{4} \quad (2.16)$$

Інтегрування залежності (2.11) має рівняння розв'язку (2.17):

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \int_{\gamma}^{\pi} \sqrt{b^4 \sin^2(2\varphi - \gamma) - b^4 + a^4} \cdot d\varphi &= \frac{a^2 \cdot E\left(2\varphi - \gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right)}{4} \Big|_{\gamma}^{\pi} = \\ &= \frac{a^2 \cdot \left[ E\left(2\pi - \gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right) - E\left(\gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right) \right]}{4}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Враховуючи залежності (2.8), (2.10) і (2.17) корисна площа поперечного перерізу для одного ротора вакуумної помпи описується залежністю:

$$\begin{aligned} S_{\frac{1}{2}H} &= \frac{1}{2} R_1^2 (\pi - \gamma) - \frac{b^4}{4} [\sin(2\pi - \gamma) - \sin \gamma] - \frac{a^2}{4} \left[ E\left(2\pi - \gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right) - E\left(\gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right) \right] = \\ &= \frac{R_1^2}{2} (\pi - \gamma) - \frac{1}{4} \cdot \left( b^4 [\sin(2\pi - \gamma) - \sin \gamma] + a^2 \left[ E\left(2\pi - \gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right) - E\left(\gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right) \right] \right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

де  $\gamma$  – кут повертання ротора, рад;

$E$  – нормальний еліптичний інтеграл 2-роду,

$$E(\gamma, K) = \int_0^{\gamma} \sqrt{1 - K^2 \sin^2 \theta} \cdot d\theta,$$

де  $K^2 = \frac{b^4}{a^4}$ ;  $\gamma = 0; 15; 30 \dots 180^\circ$  для половини ротора.

Відповідно, нормальний еліптичний інтеграл 2-роду буде:

$$E\left(2\pi - \gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right) = \int_0^{2\pi - \gamma} \sqrt{1 - \frac{b^4}{a^4} \cdot \sin^2(\theta)} \cdot d\theta; \quad (2.19)$$

$$E\left(\gamma \left|\frac{b^4}{a^4}\right.\right) = \int_0^{\gamma} \sqrt{1 - \frac{b^4}{a^4} \cdot \sin^2(\theta)} \cdot d\theta. \quad (2.20)$$

Результати чисельного розв'язку нормальних еліптичних інтегралів 2-го роду (2.19) і (2.20) наведено у додатку Г.

Результати моделювання площі поперечного перерізу одного ротора наведено на рис. 2.4.

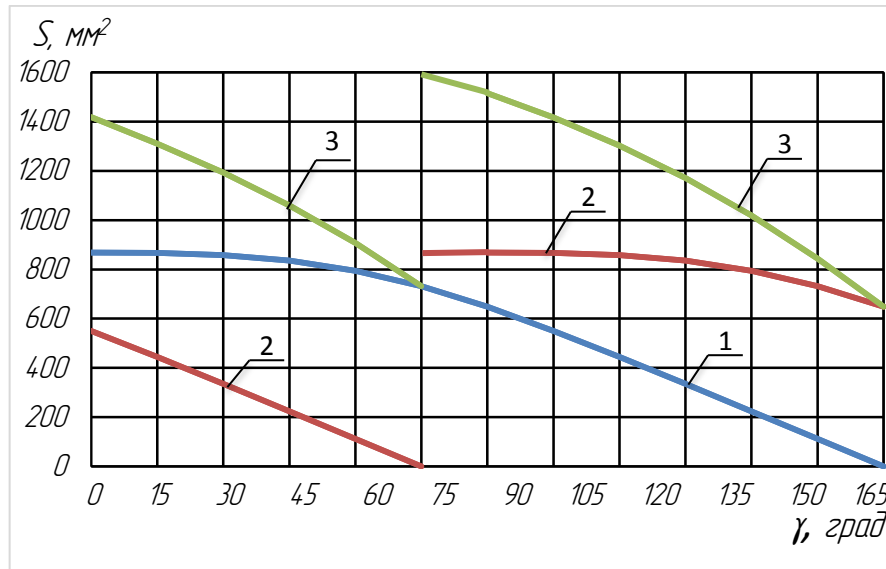


Рисунок 2.4 – Залежність корисної площі поперечного перерізу помпи від кута повороту роторів: 1 – для ротора з вертикальним початковим розташуванням; 2 – для ротора з горизонтальним початковим розташуванням; 3 – сумарна площа поперечного перерізу

Корисна площа двороторної вакуумної помпи змінюється циклічно. Цикл відповідає куту повороту  $\frac{\pi}{2}$ . Відповідно, корисна площа змінюється від 1500 мм<sup>2</sup> до 700 мм<sup>2</sup>. Таких циклів за один оберт роторів є чотири.

### 2.3 Розроблення аналітичних залежностей відкачувальної характеристики двороторної вакуумної помпи

Важливим параметром вакуумної помпи є його перекачувальна характеристика, за якою розраховують продуктивність помпи.

Продуктивність двороторної помпи розраховуємо за залежністю:

$$Q_H = Q_{тв} - Q_{п.в}, \quad (2.21)$$

де  $Q_{тв}$  - теоретична продуктивність відкачування повітря, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{п.в}$  - внутрішні перетікання повітря, м<sup>3</sup>/с;

Теоретичну продуктивність помпи розраховуємо за залежністю:

$$Q_{\text{тв}} = S_{\text{т.г}} \cdot K_{\text{НР}} \cdot K_{\text{Р}}, \quad (2.22)$$

де  $K_{\text{НР}}$  - коефіцієнт наповнення [134, с. 57-62];

$K_{\text{Р}}$  - коефіцієнт манометричний [134, с. 57-62];

$S_{\text{т.г}}$  - теоретична геометрична швидкодія двороторної вакуумної помпи

$$S_{\text{т.г}} = 2 \cdot S_{\frac{1}{2}H} \cdot L \cdot n, \quad (2.23)$$

де  $S_{\frac{1}{2}H}$  - площа поперечного перерізу, яка обмежена радіусом статора і геометрією поверхні ротора (для одного ротора, залежність (2.7)),  $\text{м}^2$ ;

$L$  - довжина ротора, м;

$n$  - частота обертання ротора,  $\text{с}^{-1}$ .

Внутрішні перетікання повітря через зазори між роторами, боковими поверхнями роторів і кришками статора, розраховуємо для в'язкісного режиму руху. Схема перетікання повітря наведено на рис. 2.5.

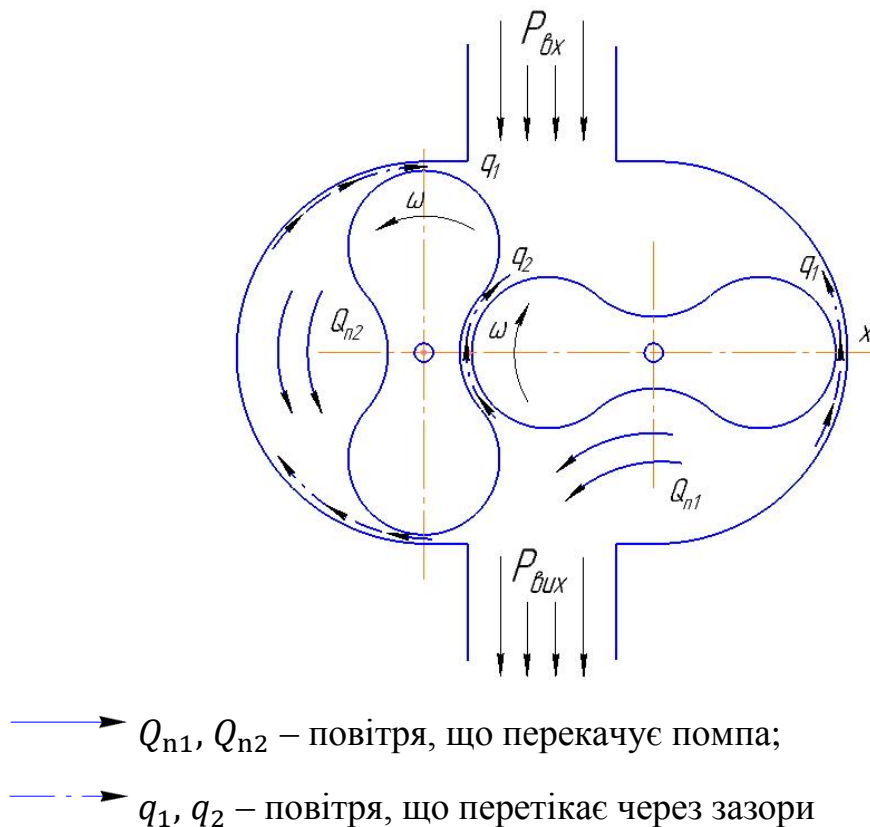


Рисунок 2.5 – Схема повітряних потоків в двороторній вакуумній помпі

Кількість повітря, що перетікає через зазори розраховуємо як:

$$Q_{\text{пер}} = 2 \cdot q_1 + q_2, \quad (2.24)$$

де  $q_2$  - кількість повітря, що перетікає через радіальні зазори між торцем ротора і поверхнею корпуса статора, м<sup>3</sup>/с;

$$q_1 = \delta(x) \cdot L \cdot \vartheta_{\delta q_1}, \quad (2.25)$$

де  $\delta(x)$  – віддаль між поверхнею статора і торцем ротора залежно від віддалі вздовж кривизни зазору, м;

$\vartheta_{\delta q_1}$  – швидкість перетікання повітря в зазорі, як функція від  $\delta(x)$ , м/с.

Швидкість повітря розраховуємо за відомою залежністю [135] для в'язкісного режиму руху:

$$\vartheta_{\delta q_1} = \sqrt{\frac{2 \cdot g}{1 + \xi} \cdot \frac{P_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вих}}} \left( 1 - K_p^{\frac{n-1}{n}} \right)}, \quad (2.26)$$

де  $P_{\text{вих}}$  – тиск повітря на виході з помпи, Па;

$\rho_{\text{вих}}$  – густина повітря за тиску  $P_{\text{вих}}$ ,  $\frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$ ;

$g$  – пришвидшення вільного падіння,  $g = 9,81 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}$ ;

$K_p$  - коефіцієнт манометричний  $K_p = \frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вих}}}$ ;

$n$  - показник політропи повітря,  $n = 1,41$ , [135];

$\xi$  - коефіцієнт опору перетікання повітря

$$\xi = \lambda \cdot \frac{l_{\Gamma q_1}}{D_{\Gamma q_1}}; \quad (2.27)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт тертя повітря;

$l_{\Gamma q_1}$  - еквівалентна довжина щілини, утворена зазором, м;

$D_{\Gamma q_1}$  - еквівалентний розмір (діаметр) зазору, м.

Для роторів типу Рутс еквівалентну довжину щілини наближено прийнято, як:

$$l_{T_{q1}} = r' + r, \quad (2.28)$$

де  $r = O_2 C_2 = O_1 C_1$ , м (рис. 2.3);

$r' = OC_1$ , м (рис. 2.2).

Коефіцієнт тертя повітря розраховуємо за формулою [136, с. 89-94], провівши заміни  $D \equiv D_{T_{q1}}$ ,  $x \equiv l_{T_{q1}}$ :

$$\lambda = \frac{1-M^2}{M^2} \cdot \frac{2 \cdot D_{T_{q1}}}{l_{T_{q1}} \sqrt{K_1^*}} \cdot \left( \ln \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} - \frac{m}{V} \left( \frac{1}{\rho_{\text{вих}}} - \frac{1}{\rho_{\text{вх}}} \right) \right); \quad (2.29)$$

де  $M$  – число Маха;

$K_1^*$  – коефіцієнт пропорційності, характеризує співвідношення сил [136, с. 89-94];

$m$  – масова витрата повітря за тиску  $P_{\text{вих}}$ , кг/с;

$V$  – об'ємна витрата повітря за тиску  $P_{\text{вих}}$ , м<sup>3</sup>/с.

У рівнянні (2.29) проведено перетворення. Масову витрату повітря визначимо за залежністю

$$m = V_{\text{вих}} \cdot \rho_{P_{\text{вих}}} \cdot S_{T_{q1}}. \quad (2.30)$$

Відповідно, об'ємну витрату можна визначити як

$$V = V_{\text{вих}} \cdot S_{T_{q1}}; \quad (2.31)$$

Підставимо вирази (2.29) і (2.30) у рівняння (2.29), отримаємо:

$$\lambda = \frac{1-M^2}{M^2} \cdot \frac{2 \cdot D_{T_{q1}}}{l_{T_{q1}} \sqrt{K_1^*}} \cdot \left( \ln \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} + \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} - 1 \right); \quad (2.32)$$

У рівнянні (2.32), для визначення коефіцієнту тертя  $\lambda$  в процесі перетікання повітря, проведено перетворення коефіцієнта пропорційності  $K_1^*$ . З досліджень [136, с. 92] відомо, що:

$$K_1^* = \frac{m \cdot \vartheta}{P \cdot S}. \quad (2.33)$$

Враховуючи, що  $P = \frac{m \cdot g}{S} \cdot t$ , отримаємо:

$$K_1^* = \frac{m \cdot \vartheta \cdot S}{m \cdot g \cdot t \cdot S} = \frac{\vartheta}{g \cdot t} = \frac{a_{\vartheta}}{g};$$

де  $a_{\vartheta}$  – пришвидшення (сповільнення) перетікання повітря в зазорі,  $\frac{m}{c^2}$ ;

Тоді рівняння (2.32) набуде вигляду:

$$\lambda = \frac{1-M^2}{M^2} \cdot \frac{2 \cdot D_{Tq1}}{l_{Tq1} \sqrt{\frac{a_{\vartheta}}{g}}} \cdot \left( \ln \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} + \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} - 1 \right). \quad (2.34)$$

Враховуючи рівняння (2.34) коефіцієнт опору буде:

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{1-M^2}{M^2} \cdot \frac{2 \cdot D_{Tq1}}{l_{Tq1} \sqrt{\frac{a_{\vartheta}}{g}}} \cdot \left( \ln \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} + \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} - 1 \right) \cdot \frac{l_{Tq1}}{D_{Tq1}} = \\ &= \frac{1-M^2}{M^2} \cdot 2 \sqrt{\frac{g}{a_{\vartheta}}} \cdot \left( \ln \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} + \frac{\rho_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вх}}} - 1 \right); \end{aligned} \quad (2.35)$$

У рівнянні (2.35) невідомим залишається  $a_{\vartheta}$ . Враховуючи в'язкісний режим руху повітря, вектор пришвидшення буде співпадати з напрямком руху повітря, який характеризується траєкторією обертання роторів і внутрішньою поверхнею статора.

Розглянемо випадок перетікання повітря між поверхнею статора і торцем ротора (рис. 2.6). Враховуємо, що перетікання повітря підпорядковується законам Ньютона і має в'язкісне перетікання. Тоді пришвидшення можна визначити за залежністю, прирівнявши зміну часу  $\Delta t = 1c$ :

$$a_{\vartheta} = \vartheta_{t_i} - \vartheta_{t_{i+1}}; \quad (2.36)$$

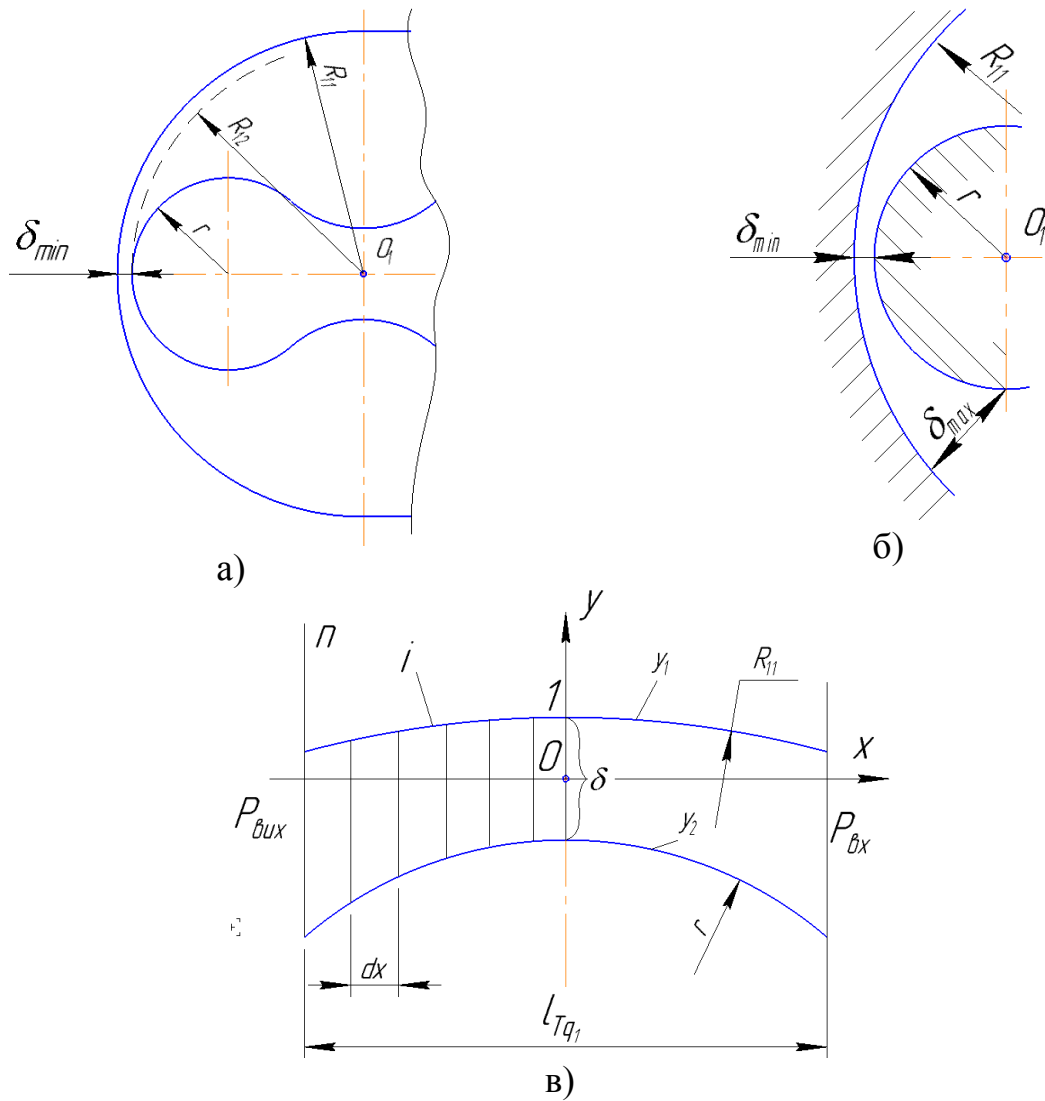


Рисунок 2.6 – Схема для розрахунку пришвидшення перетікання повітря у зазорі

Запишемо рівняння для зміни кількості перетікання повітря через прямокутний зазор:

$$\vartheta_{t_i} \cdot \delta(x) \cdot L = \frac{L^3}{6\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \left( \frac{\delta(x)}{2} - \frac{192L}{\pi^5} \cdot \sum_{i=0}^{\infty} \frac{1}{(i+1)^5} \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{(i+1) \cdot \pi \cdot \delta(x)}{2L} \right) \right) \quad (2.37)$$

Відповідно швидкість, як функція від  $\delta(x) \rightarrow t_i$ , буде визначатись як:

$$\vartheta_{t_i} = \frac{L^2}{6\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \left[ \frac{1}{2} - \frac{192}{\pi^5} \cdot \frac{L}{\delta(x)} \cdot \sum_{i=0}^{\infty} \frac{1}{(i+1)^5} \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{(i+1) \cdot \pi \cdot \delta(x)}{2L} \right) \right] \quad (2.38)$$

Тоді пришвидшення буде визначатись з врахуванням, що  $dx \Rightarrow l_{Tq_1} = f(\delta(x))$ :

$$a_g = \frac{L^2}{6\mu} \cdot (P_{\text{вих}} - P_{\text{вх}}) \cdot \left[ \frac{1}{l_{Tq(x_i)}} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{192L}{\pi^5 \delta(x_i)} \cdot \sum_{i=0}^{\infty} \left( \frac{1}{(i+1)^5} \cdot \text{tg} \left( \frac{(i+1) \cdot \pi \cdot \delta(x_i)}{2L} \right) \right) \right) - \frac{1}{l_{Tq(x_{i+1})}} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{192L}{\pi^5 \delta(x_{i+1})} \cdot \sum_{i=0}^{\infty} \left( \frac{1}{(i+1)^5} \cdot \text{tg} \left( \frac{(i+1) \cdot \pi \cdot \delta(x_{i+1})}{2L} \right) \right) \right) \right] \quad (2.39)$$

З рис. 2.7, в визначимо зміну зазору, як зміну координати у відносно осі  $x$

$$\delta(x) = y_1 - y_2 \quad (2.40)$$

$$\text{де } y_1 = \frac{\delta}{2} - \left( R_{1.1} - \sqrt{R_{1.1}^2 - x^2} \right); \quad y_2 = -\frac{\delta}{2} - \left( r - \sqrt{r^2 - x^2} \right).$$

Відповідно

$$\delta(x) = \delta - R_{1.1} + r + \sqrt{R_{1.1}^2 - x^2} - \sqrt{r^2 - x^2}; \quad (2.40)$$

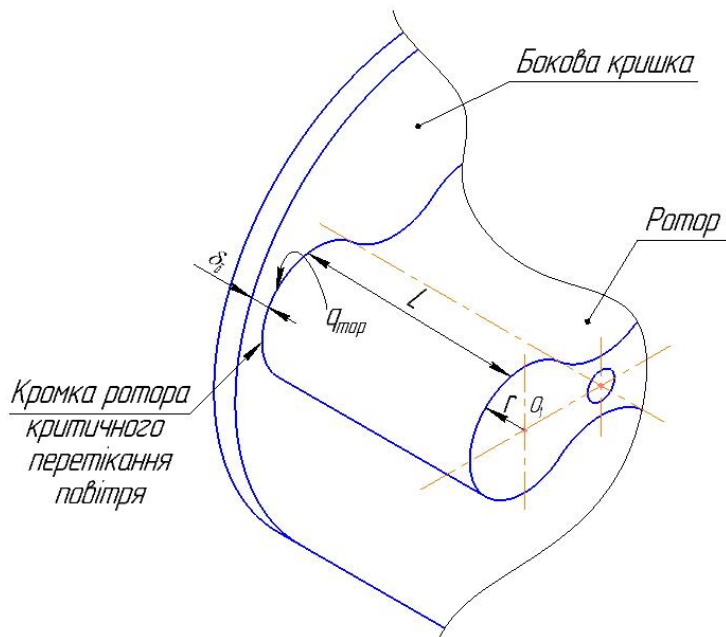
У залежності (2.41) за  $x = 0$ ,  $\delta(x) = \delta_{\text{min}}$  – можливий мінімальний зазор.

Проведемо моделювання параметрів перетікання повітря в зазорах. Для умови перетікання повітря у зазорі між двома роторами прийmemo, що  $\delta(x) = \delta = \text{const}$ , тоді залежність визначення пришвидшення набуде вигляду:

$$a_g = \frac{L^2}{6\mu} \cdot (P_{\text{вих}} - P_{\text{вх}}) \cdot \left( \frac{1}{l_{Tq(x_i)}} - \frac{1}{l_{Tq(x_{i+1})}} \right) \times \left[ \frac{1}{2} - \frac{192L}{\pi^5 \cdot \delta} \cdot \sum_{i=0}^{\infty} \left( \frac{1}{(i+1)^5} \cdot \text{tg} \left( \frac{(i+1) \cdot \pi \cdot \delta}{2L} \right) \right) \right] \quad (2.42)$$

За торцевого перетікання повітря, основний потік буде перетікати по геометрії кромки ротора – мінімальна площа поперечного перерізу перетікання повітря у торцях. Розрахунок проведемо згідно схеми розташування ротора відносно поверхні статора. Умовно можна показати у вигляді схеми (рис. 2.7).





$r$  – радіус радіального заокруглення торцевих поверхонь ротора;  
 $L$  – ширина ротора;  
 $\delta_\delta$  – торцевий (боковий) зазор між кришкою і боковою поверхнею ротора;  
 $q_{тор}$  – бокове перетікання повітря;

Рисунок 2.7 – Взаємне розташування ротора і кришки помпи, що уможливорює бокове перетікання повітря (поверхня статора не показана)

Для виведення залежності пришвидження повітря у поперечному перерізі бокової кромки ротора (рис. 2.7) приведемо схему взаємного розташування (рис. 2.8).

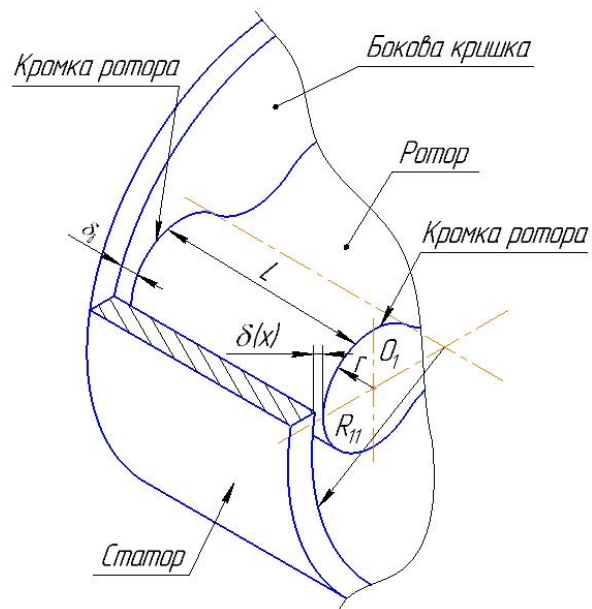


Рисунок 2.8 – Взаємне розташування елементів помпи

Приймаємо, що у критичному боковому зазорі, для перетікання повітря  $\delta_{(x)min} = \delta_6$ . На заданому секторі (рис. 2.9) є коло з радіусом  $r$ , яке вписане у коло з радіусом  $R_{1.1}$ . Схематично можна подати у вигляді двох кіл (рис. 2.9).

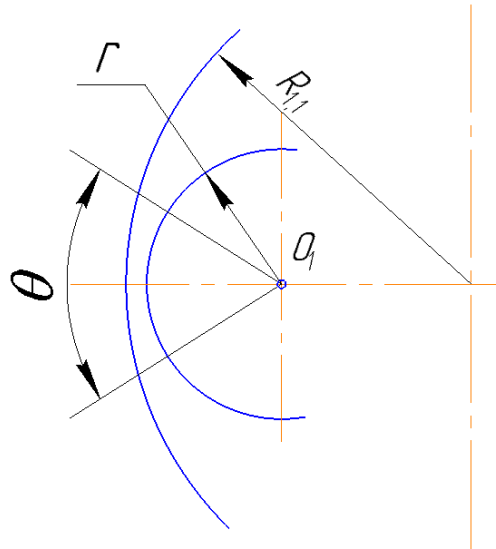


Рисунок 2.9 – Умовне взаємне розташування ротора і кришки для розрахунку бокового перетікання повітря:  $\theta$  – кут сектора критичного поперечного перерізу бокового перетікання повітря, рад.

Кут сектора  $\theta$  згідно рис. 2.9, розрахуємо за загально прийнятою залежністю:

$$\theta = \arccos\left(\frac{r}{2 \cdot R_{1.1}}\right)$$

Запишемо умову перетікання

$$\vartheta_x \cdot \delta(x) \cdot L = \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \times \\ \times \left[ \left( 2 \cdot R_{1.1}^3 \cdot r + \frac{21}{12} \cdot R_{1.1} \cdot r^3 \right) \cdot \sin \theta + \left( R_{1.1}^4 - \frac{r^4}{2} - 2 \cdot R_{1.1}^2 \cdot r^2 \right) \cdot \theta \right] \quad (2.44)$$

В залежності (2.44) розрахуємо пришвидшення перетікання повітря в бокових зазорах:

$$\begin{aligned}
a_{\vartheta_6} = & \frac{1}{4\mu} \cdot \left( \frac{P_{\text{ВИХ}} - P_{\text{ВХ}}}{l_{\text{T}x_i} \cdot \delta(x_i) \cdot L} \times \right. \\
& \times \left[ \left( 2 \cdot R_{1.1}^3 \cdot r + \frac{21}{12} \cdot R_{1.1} \cdot r^3 \right) \cdot \sin \theta + \left( R_{1.1}^4 - \frac{r^4}{2} - 2 \cdot R_{1.1}^2 \cdot r^2 \right) \cdot \theta \right] - \\
& - \frac{P_{\text{ВИХ}} - P_{\text{ВХ}}}{l_{\text{T}x_{i+1}} \cdot \delta(x_{i+1}) \cdot L} \cdot \left[ \left( 2 \cdot R_{1.1}^3 \cdot r + \frac{21}{12} \cdot R_{1.1} \cdot r^3 \right) \cdot \sin \theta + \right. \\
& \left. + \left( R_{1.1}^4 - \frac{r^4}{2} - 2 \cdot R_{1.1}^2 \cdot r^2 \right) \cdot \theta \right],
\end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned}
a_{\vartheta_6} = & \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{P_{\text{ВИХ}} - P_{\text{ВХ}}}{L} \times \\
& \times \left[ \left( 2 \cdot R_{1.1}^3 \cdot r + \frac{21}{12} \cdot R_{1.1} \cdot r^3 \right) \cdot \sin \theta + \left( R_{1.1}^4 - \frac{r^4}{2} - 2 \cdot R_{1.1}^2 \cdot r^2 \right) \cdot \theta \right] \times \\
& \times \left( \frac{1}{l_{\text{T}x_i} \cdot \delta(x_i)} - \frac{1}{l_{\text{T}x_{i+1}} \cdot \delta(x_{i+1})} \right), \tag{2.45}
\end{aligned}$$

де  $\theta$  – кут сектора критичного поперечного перерізу бокового перетікання повітря, рад.

Результатами моделювання пришвидшення перетікання повітря (залежність 2.39) наведена на рис. 2.9. За геометричних розмірів  $R_l = 0,03$  м,  $r = 0,0093$  м,  $H = 0,0365$  м і зміни товщини зазору (залежність 2.40), максимальне значення пришвидшення становить  $53,5$  м/с<sup>2</sup> за вакуумметричного тиску 80 кПа і еквівалентної довжини щілини між стінкою статора і торцевою поверхнею ротора 0,5 мм та товщиною зазору 0,1093 мм.

Результати моделювання показують (рис. 2.10 і рис. 2.11), що із збільшенням товщини зазору збільшується еквівалентна його довжина, та із зменшенням вакуумметричного тиску пришвидшення перетікання повітря між поверхнею статора зменшується нелінійно. Так, за товщини щілини  $\delta(x) = 1,44$  мм її еквівалентна довжина становить 10 мм, а пришвидшення буде в межах від  $0,18$  м/с<sup>2</sup> до  $0,797$  м/с<sup>2</sup> за вакуумметричного тиску від 20 кПа до 80 кПа.

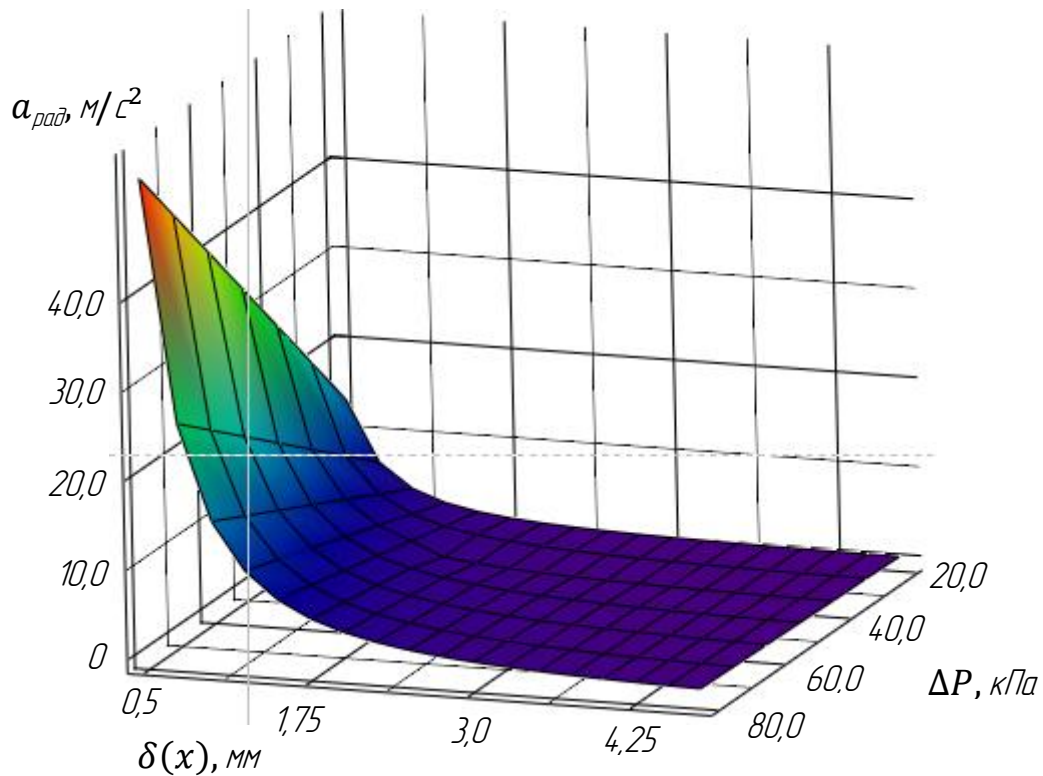


Рисунок 2.10 – Зміна пришвидження перетікання повітря за зміни радіального зазору ( $\delta(x)$ ) й різниці тисків ( $\Delta P$ ) на кінцях щілини

Результати моделювання пришвидження перетікання повітря у міжротторному зазорі (залежність 2.42) наведені на рис. 2.12 і 2.13.

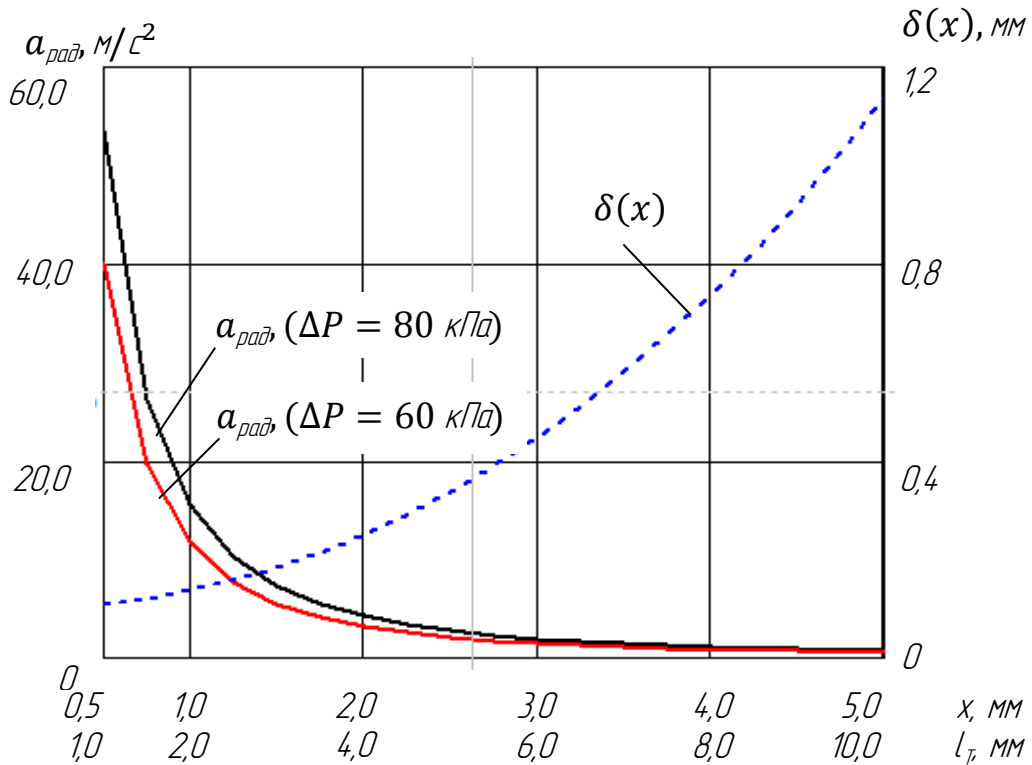


Рисунок 2.11 – Пришвидження ( $a_{рад}$ ) перетікання повітря через радіальний зазор ( $\delta(x)$ ) за зміни еквівалентної довжини щілини ( $l_T$ )

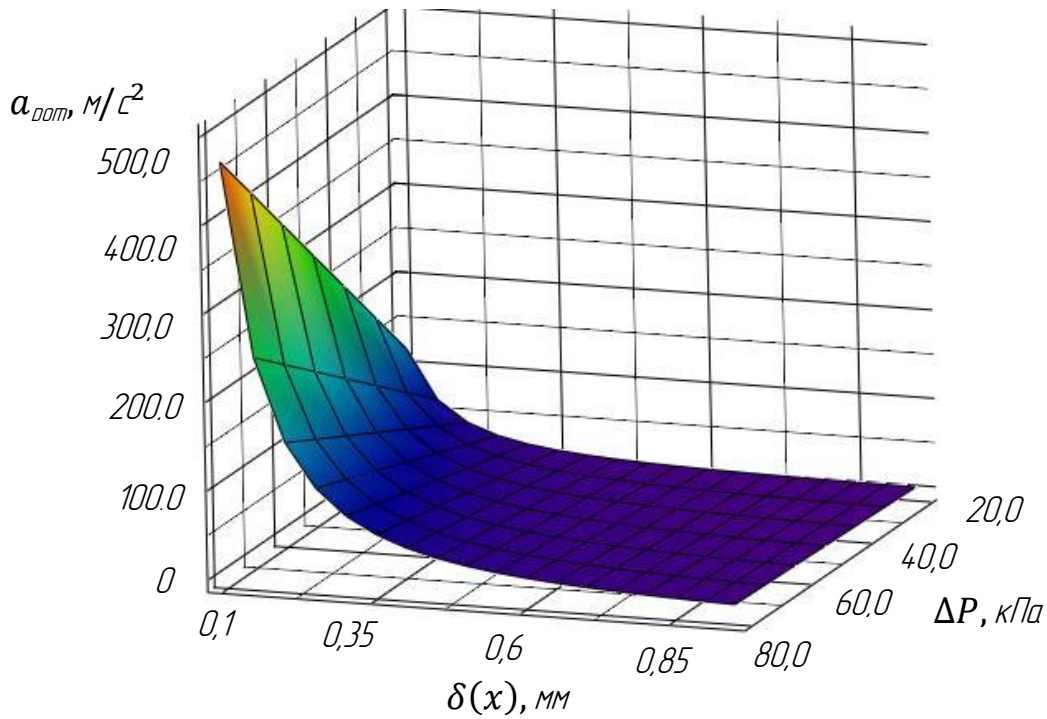


Рисунок 2.12 – Зміна пришвидження ( $a_{рот}$ ) перетікання повітря за зміни зазору між роторами ( $\delta(x)$ ) й різниці тисків ( $\Delta P$ ) на кінцях щілини

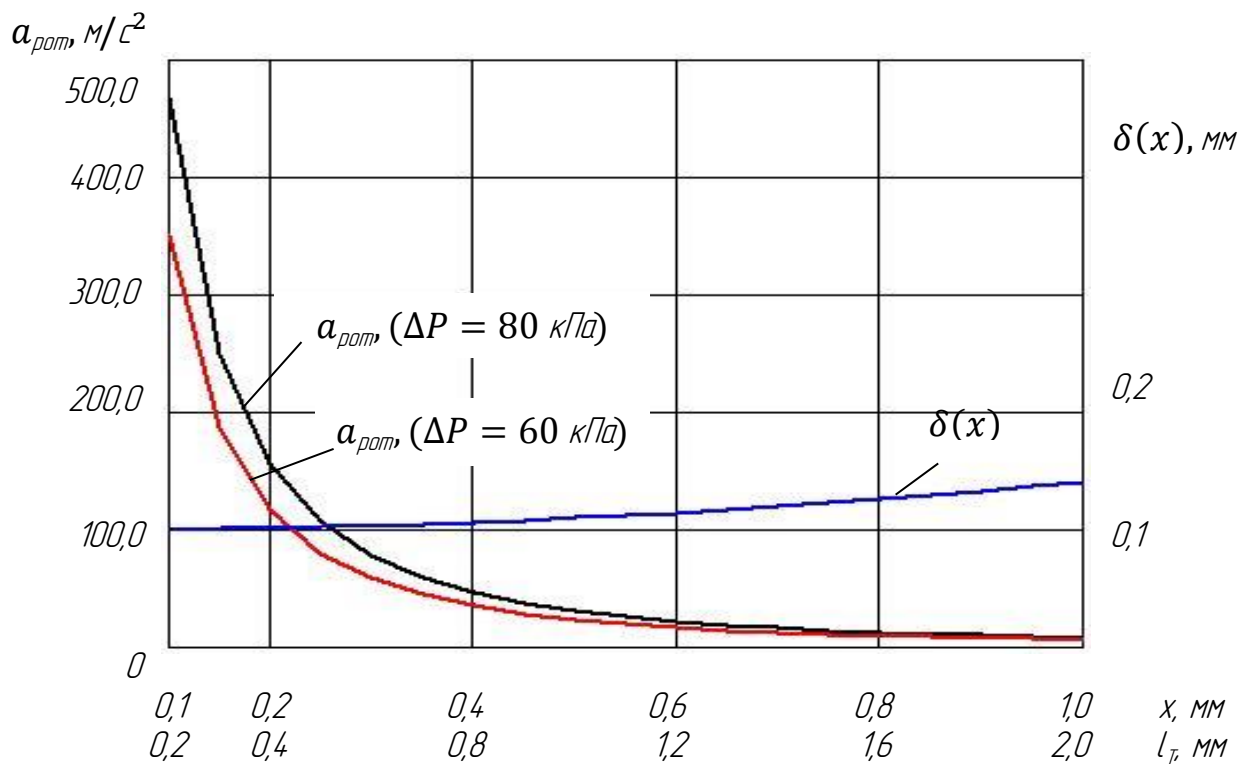


Рисунок 2.13 – Пришвидження ( $a_{рад}$ ) перетікання повітря через зазор між роторами ( $\delta(x)$ ) за зміни еквівалентної довжини щілини ( $l_T$ )

Аналіз результатів (рис. 2.12 і 2.13) показує, що за зміни еквівалентної довжини щілини у межах 0,2-2,0 мм товщина зростає від 0,1026 мм до 0,1412 мм, а пришвидшення за мінімального зазору зростає з 117,251 м/с<sup>2</sup> за вакууметричного тиску 20 кПа до 469,003 м/с<sup>2</sup> за вакууметричного тиску 80 кПа. Характер зміни пришвидшення перетікання повітря є нелінійним, однак екстримум тривимірної моделі відсутній. Аналогічно із збільшенням товщини зазору і його еквівалентної довжини пришвидшення перетікання повітря у міжроторному зазорі зменшується на два порядки, і за  $\delta(x) = 0,1412$  мм і еквівалентної довжини  $l_{T\delta} = 2$  мм пришвидшення перетікання (рис.2.13) і повітря є в межах від 2,351 м/с<sup>2</sup> (за  $P_v=20$  кПа) до 9,404 м/с<sup>2</sup> (за  $P_v=80$  кПа).

Дещо інший характер перетікання повітря у бокових зазорах між поверхнями кришки помпи і боковою поверхнею роторів (рис. 2.14-2.16).

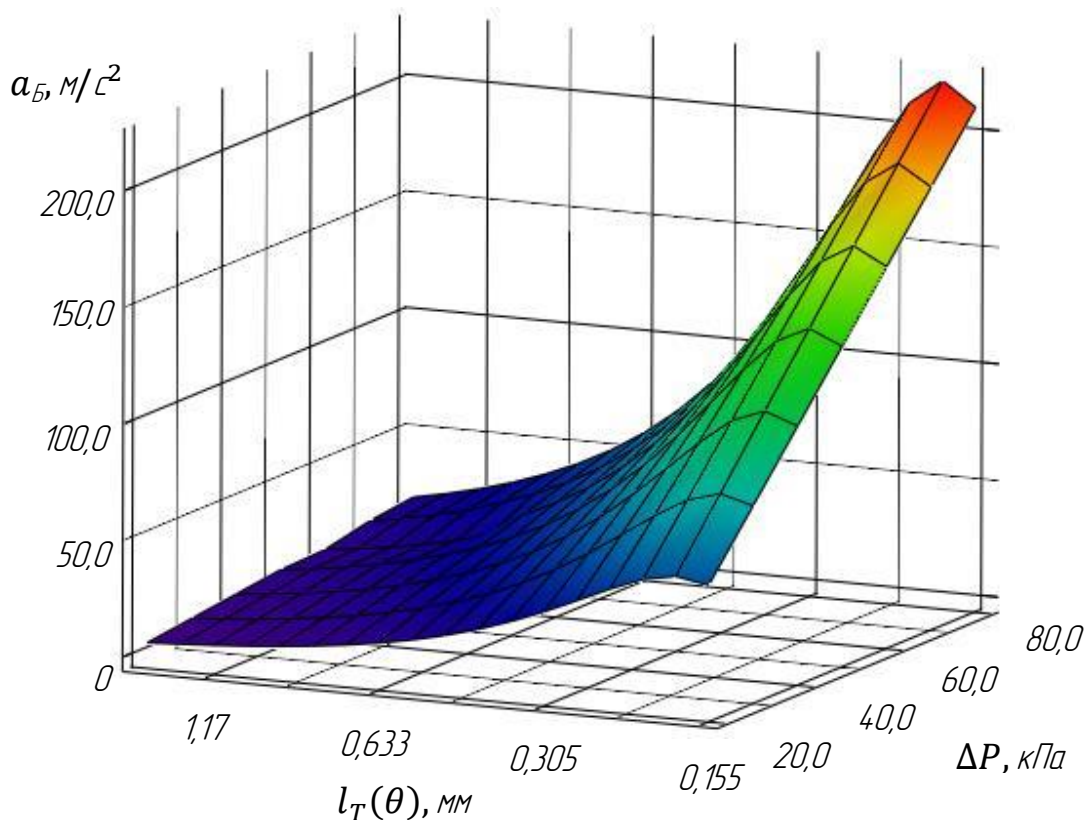


Рисунок 2.14 – Зміна пришвидшення бокового перетікання повітря за зміни еквівалентної довжини  $l_T(\theta)$  бокової щілини та різниці тисків на кінцях щілини  $\Delta P$

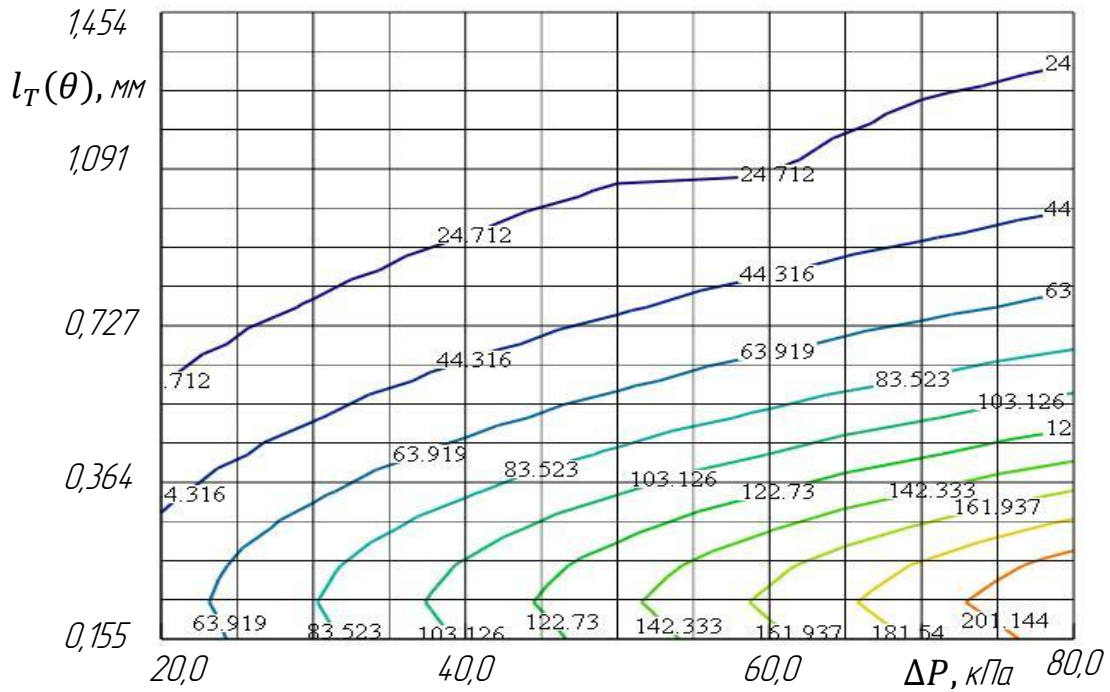


Рисунок 2.15 – Ізолінії пришвидження бокового перетікання повітря за зміни еквівалентної довжини ( $l_T(\theta)$ ) бокової щілини та різниці тисків ( $\Delta P$ ) на кінцях щілини

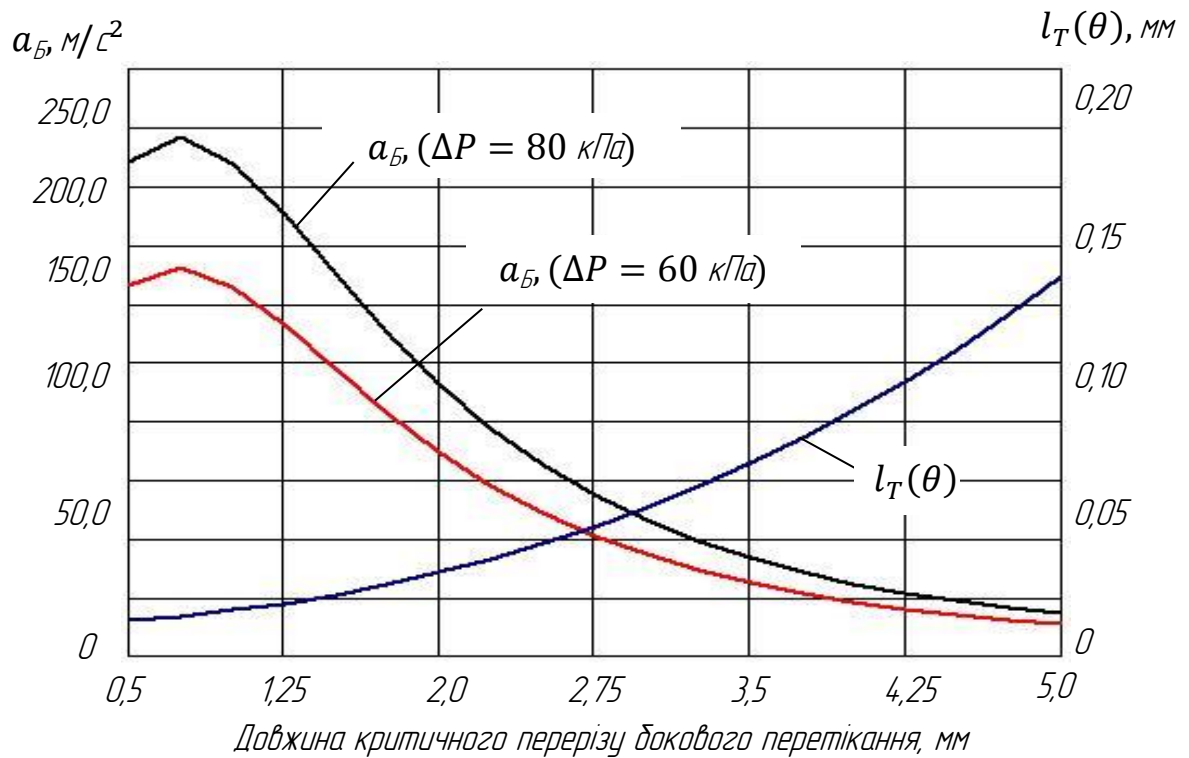


Рисунок 2.16 – Пришвидження ( $a_B$ ) бокового перетікання повітря через боковий зазор за зміни еквівалентної довжини критичного перерізу бокової щілини ( $l_T$ )

Вважаємо, що боковий зазор є регламентований умовами монтажу помпи і його монтажна складова не перевищує  $\delta_B = 0,1$  мм. При цьому еквівалентна довжина може змінюватись у межах  $l_{T_\delta} = 0,155 \div 1,454$  мм за максимального кута сектора еквівалентної довжини перетікання  $\theta = 82^\circ$ .

Максимальне значення пришвидшення бокового перетікання повітря настає за еквівалентної довжини щілини  $l_{T_B} = 0,1712$  мм і становить від  $55,187 \text{ м/с}^2$  ( $P_B = 20$  кПа) до  $220,747 \text{ м/с}^2$  ( $P_B = 80$  кПа) (рис. 2.16).

Характер зміни пришвидшення бокового перетікання добре ілюструється ізолініями (рис. 2.15), які показують найбільш критичний проміжок бокової щілини перетікання повітря.

З рис. 2.16 видно, що із збільшенням еквівалентної довжини бокової щілини пришвидшення бокового перетікання повітря зменшується на два порядки.

Результати моделювання пришвидшень перетікання повітря дозволяють розрахувати перепускні і відкачувальні характеристики помпи.

Для розроблення відкачувальної характеристики двороторної помпи проведемо моделювання кількісних і швидкісних параметрів.

#### 2.4 Розроблення відкачувальної характеристики двороторної помпи

З врахуванням залежностей (2.22) і (2.23) швидкодія двороторної вакуумної помпи без врахування перетікань повітря буде:

$$Q_{t.v.} = 4 \cdot S_{\frac{1}{2}H} \cdot L \cdot n \cdot K_p \cdot K_{н.р.} \quad (2.46)$$

Враховуючи, що один ротор за один оберт два рази перекачує об'єм повітря  $S_{\frac{1}{2}H} \cdot L$ , тому множимо на 2, а маючи два ротори, відповідно, на 4.

Коефіцієнт  $K_p$  в залежності (2.46) враховує відношення тиску повітря на вході  $P_{вх}$  до тиску на виході  $P_{вих}$  – манометричний коефіцієнт. З попередніх досліджень, манометричний коефіцієнт розраховуємо за залежністю [135].



$$K_p = \frac{P_{\text{ВХ}}}{P_{\text{ВИХ}}}. \quad (2.47)$$

Кількість повітря, яку перекачує двороторна вакуумна помпа без врахування перетікань повітря з врахуванням наявності двох роторів буде становити:

$$Q_{t.в.} = 4 \cdot S_{\frac{1}{2}H} \cdot L \cdot n \cdot K_{н.р.} \cdot \frac{P_{\text{ВХ}}}{P_{\text{ВИХ}}}. \quad (2.48)$$

Кількість повітря, що перетікає у радіальних зазорах між торцем ротора і внутрішньою поверхнею статора з врахуванням залежностей (2.25), (2.26) і (2.40):

$$q_1 = \left( \delta - R_{1.1} + r + \sqrt{R_{1.1}^2 - x^2} - \sqrt{r - x^2} \right) \times \\ \times L \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{1 + \xi} \cdot \frac{P_{\text{ВИХ}}}{\rho_{\text{ВИХ}}} \cdot \left( 1 - \frac{P_{\text{ВХ}}}{P_{\text{ВИХ}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}}. \quad (2.49)$$

Для моделювання коефіцієнта опору застосовуємо залежність (2.35)

$$\xi = \frac{1-M^2}{M^2} \cdot 2 \sqrt{\frac{g}{a_g}} \cdot \left( \ln \frac{\rho_{\text{ВИХ}}}{\rho_{\text{ВХ}}} + \frac{\rho_{\text{ВИХ}}}{\rho_{\text{ВХ}}} - 1 \right).$$

Перетікання повітря у радіальному зазорі між двома роторами розраховуємо за залежністю

$$q_R = \delta(x) \cdot L \cdot \vartheta_R, \quad (2.50)$$

де  $\vartheta_R$  – швидкість перетікання повітря у радіальному зазорі між двома роторами, м/с.

Швидкість перетікання ( $\vartheta_R$ ) повітря у радіальному зазорі між двома роторами розраховуємо аналітично, як у радіальному зазорі між ротором і статором, застосовуючи параметри зазору між роторами, за залежністю (2.38).

Пришвидшення руху перетікання повітря у бокових зазорах розраховуємо за залежністю (2.45), відповідно перетікання буде становити:

$$q_6 = \delta_6 \cdot \frac{3}{4} \cdot \Pi_{\text{рот}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{1 + \xi} \cdot \frac{P_{\text{вих}}}{\rho_{\text{вих}}} \cdot \left(1 - \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}}, \quad (2.51)$$

де  $\Pi_{\text{рот}}$  – периметр проекції поверхні ротора, м.

Периметр проекції поверхні ротора розраховуємо за залежністю, яка характеризує овал Кассіні [132, с. 231-248].

Для цього визначаємо довжину дуги  $\frac{1}{4}$  периметра ротора. Тоді для всього периметру домножуємо, відповідно, на 4, (рис. 2.2).

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{рот}}(x) &= 4 \cdot \int_0^{\sqrt{b^2+a^2}} \sqrt{1 + (f_{\text{II}}'(x))^2} = \\ &= 4 \cdot \int_0^{\sqrt{b^2+a^2}} \sqrt{\frac{a^4(b^2 - \sqrt{4x^2 \cdot b^2 + a^4})}{(4x^2 \cdot b^2 + a^4)(b^2 + x^4 - \sqrt{4x^2 \cdot b^2 + a^4})}}. \end{aligned} \quad (2.52)$$

Розв'язком рівняння (2.52) може бути чисельний метод у вигляді ряду Тейлора [133]:

$$\Pi_{\text{рот}} \cong 2\pi \cdot \sqrt{\left(\frac{a^4}{a^2+b^2}\right) \left[1 + \frac{\rho^2}{8} + \frac{15\rho^2}{256} + \frac{75\rho^6}{2048} + \dots\right]}, \quad (2.53)$$

де  $\rho^2 = \frac{4 \cdot a^2 \cdot b^2}{(a^2 + b^2)^2}$ ;

або у вигляді чисельного наближення

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{рот}} &\cong 2 \cdot \left( \frac{\sqrt{(a^4(a^2 - b^2) + (a^2 + b^2)(2b^2 - a^2)^2)}}{a^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{a^2 - b^2}} + \\ &+ \frac{a^2 \sqrt{a^2 - b^2}}{2b^2 - a^2} \cdot \log \left( \frac{(2b^2 - a^2)(\sqrt{(a^2 + b^2)} + \sqrt{(a^4(a^2 - b^2) + (a^2 + b^2)(2b^2 - a^2)^2})}{a^2 \sqrt{a^2 - b^2}} \right), \end{aligned} \quad (2.54)$$

З урахуванням залежностей (2.49), (2.50) і (2.51), сумарне значення кількості перетікання повітря буде визначатись виразом:

$$Q_{п.р.} = 2 \cdot q_1 + q_R + 2 \cdot q_B, \quad (2.55)$$

де  $q_1$  - перетікання повітря через торцеві радіальні зазори  $\delta(x)$ , м<sup>3</sup>/с;

$q_R$  - перетікання повітря через торцевий радіальний зазор між двома роторами, що обертаються один проти одного, м<sup>3</sup>/с;

$q_B$  - перетікання повітря через бокові зазори  $\delta_B$  між кришкою і боковою площиною ротора, м<sup>3</sup>/с.

Теоретична продуктивність двороторної помпи з врахуванням залежностей (2.21), (2.48) і (2.55) визначається залежністю:

$$Q_{н.т.} = 4 \cdot S_{\frac{1}{2}H} \cdot L \cdot n \cdot \frac{P_{вх}}{P_{вих}} - (2 \cdot q_1 + q_R + 2 \cdot q_B), \quad ; \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.56)$$

Кількість повітря, яка перетікає у радіальних зазорах наведено на рис. 2.16. Аналіз показує, що із збільшенням вакууметричного тиску перетікання повітря зростає і його витрата, відповідно, з 0,000096 м<sup>3</sup>/с ( $P_B=20$  кПа) зростає до 0,000409 м<sup>3</sup>/с ( $P_B=80$  кПа).

Аналогічно бокове перетікання повітря (рис.2.17) зростає з 0,00005 м<sup>3</sup>/с ( $P_B=20$  кПа) до 0,000211 м<sup>3</sup>/с ( $P_B=80$  кПа).

Бокове перетікання повітря є із двох сторін, однак наявність двох роторів регламентує особливість перетікань повітря в бокових зазорах.

Контур поверхні ротора, по кромці якої буде перетікання повітря, рівний половині периметру поверхні ротора.

Враховуючи взаємне розміщення роторів – один відносно іншого зміщений на кут повороту 90°, перетікання повітря у боковому зазорі другого ротора буде в 1/4 периметру поверхні ротора. Відповідно, перетікання повітря у бокових зазорах буде проходити по 3/4 периметру контуру поверхні ротора.

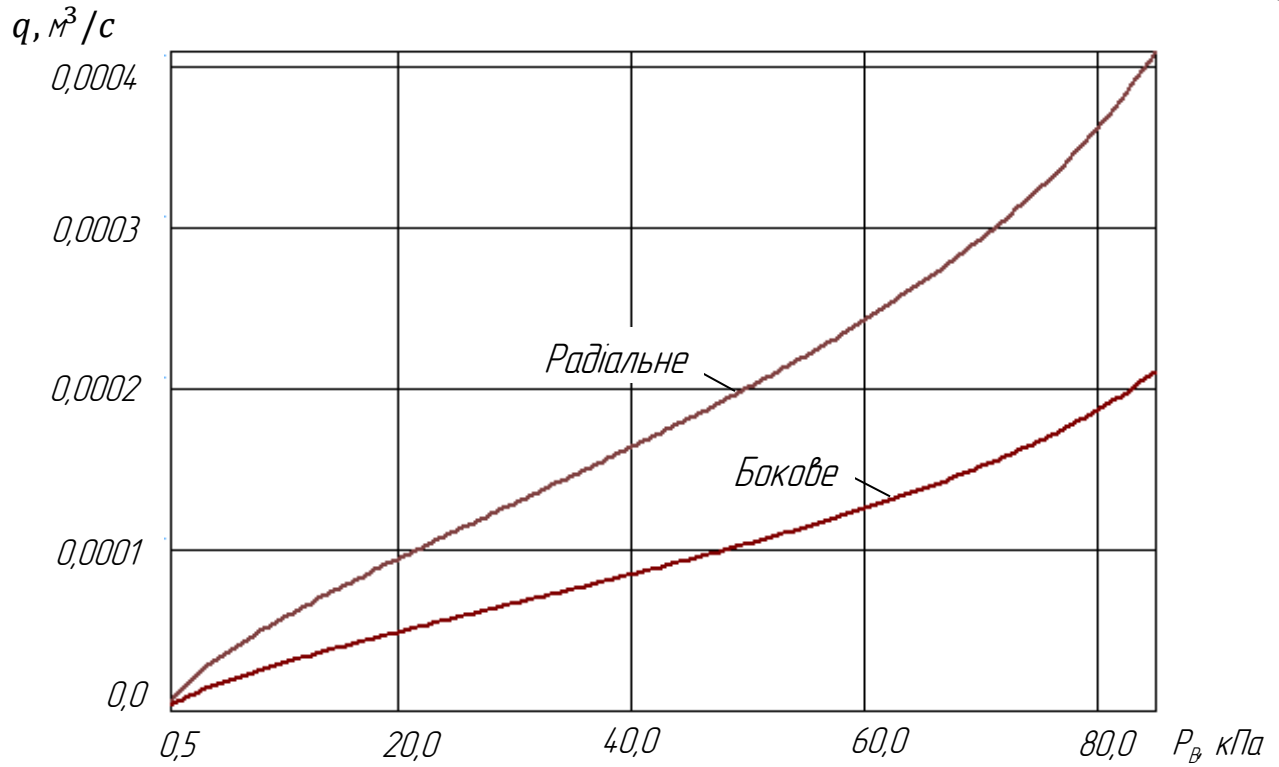


Рисунок 2.17 – Залежність перетікання повітря від вакуумметричного тиску

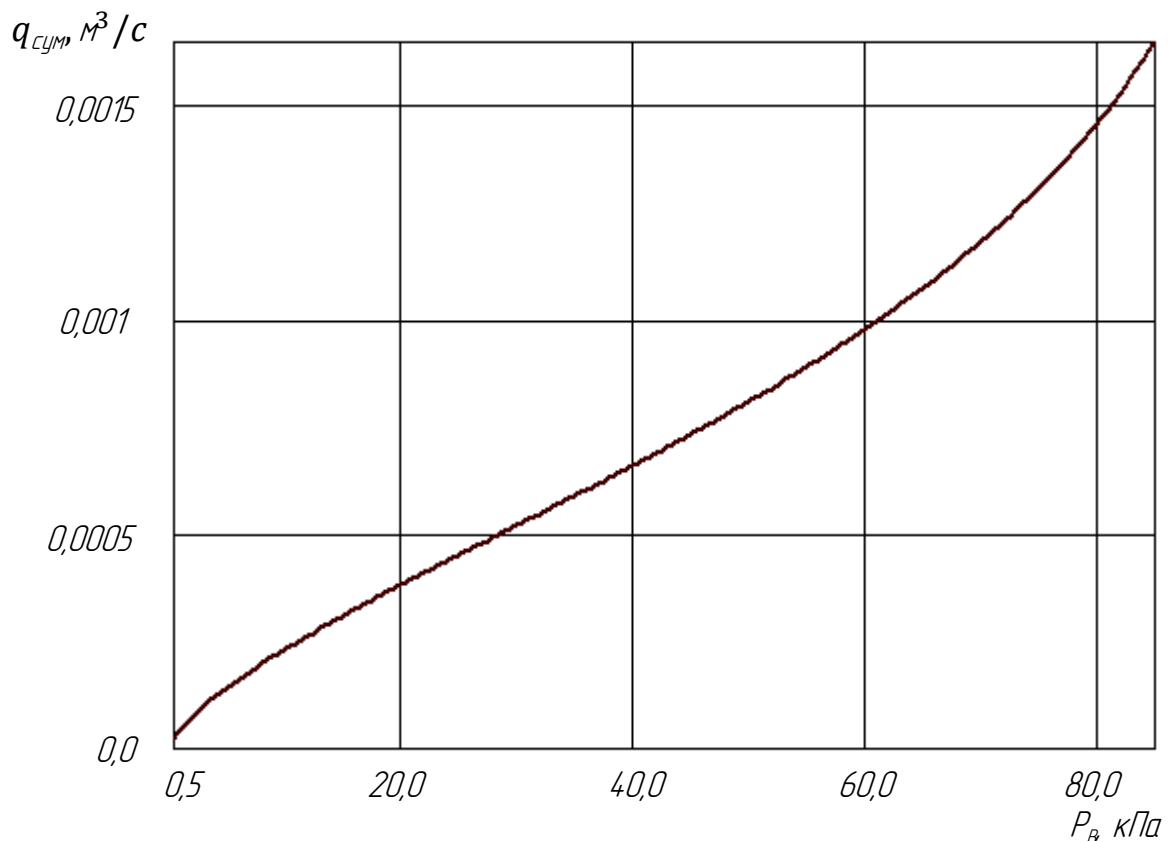


Рисунок 2.18 – Сумарні перетікання ( $q_{\text{сум}}$ ), повітря у вакуумній pompі в залежності від вакуумметричного тиску ( $P_B$ )

Радіальне перетікання повітря відбувається між роторами і по двох радіальних зазорах між поверхнею статора і торцями роторів, а бокове – по двох бокових зазорах між кришками і боковими поверхнями роторів. Отже, витрата повітря за радіальних перетікань є в два рази вища за витрату повітря під час бокових перетікань (рис.2.17).

Витрата повітря за сумарних перетікань наведена на рис. 2.18. За вакуумметричного тиску 50 кПа сумарні перетікання повітря будуть становити  $0,000808 \text{ м}^3/\text{с}$ , а за вакуумметричного тиску 60 кПа – сумарні перетікання повітря  $0,0009765 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Для кількісної оцінки перетікань повітря відносно продуктивності помпи, проведено моделювання її теоретичної продуктивності в залежності від частоти обертання роторів і вакуумметричного тиску (рис. 2.19).

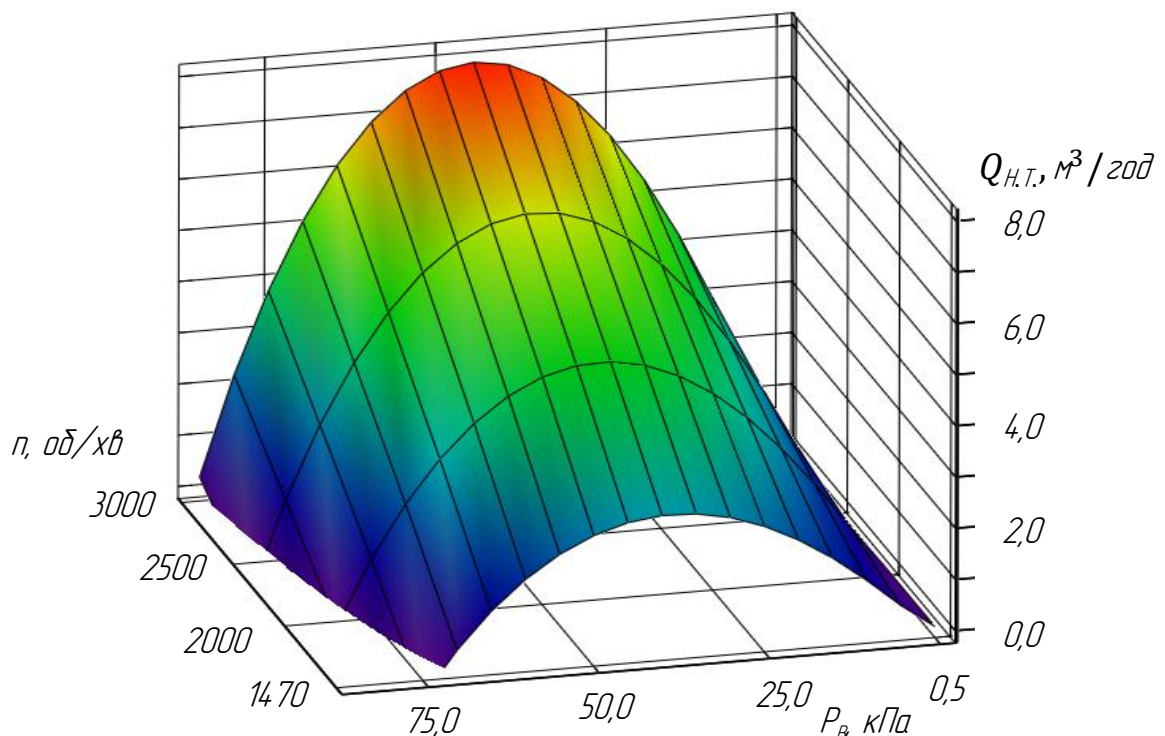


Рисунок 2.19 – Теоретична продуктивність ( $Q_{н.т.}$ ) вакуумної помпи в залежності від вакуумметричного тиску ( $P_v$ ) і частоти обертання роторів ( $n_p$ )

Аналіз результатів моделювання (рис. 2.19) показує, що максимальна теоретична продуктивність двороторної вакуумної помпи є  $Q_{ТН} = 7,904 \text{ м}^3/\text{год}$  за частоти обертання  $n_H = 3000 \text{ об/хв}$  і вакуумметричного тиску 45 кПа.

За вакуумметричного тиску від 45 до 60 кПа теоретична продуктивність є в межах від 7,304 до 6,903 м<sup>3</sup>/год. Сумарні перетікання повітря за даних меж вакуумметричного тиску будуть, відповідно, 2,636÷3,515 м<sup>3</sup>/год, що, відповідно, за швидкості обертання  $n_H = 3000$  об/хв становить від 25% до 33,74% втрат продуктивності вакуумної помпи. За швидкості обертання роторів  $n_H = 1170$  об/хв втрати продуктивності вакууметричної помпи будуть становити від 51% до 69%.

Перетікання повітря у зазорах значно зменшують якісну характеристику двороторної вакуумної помпи.

Для аналізу впливу швидкості обертання роторів на якісні характеристики процесу відкачування повітря побудована відкачувальна характеристика двороторної вакуумної помпи (рис. 2.20), яка показує, що за швидкості обертання роторів  $n_H = 1470$  об/хв ефективний режим буде за вакуумметричного тиску від 20 кПа до 40 кПа, що є недостатнім для доїльних систем.

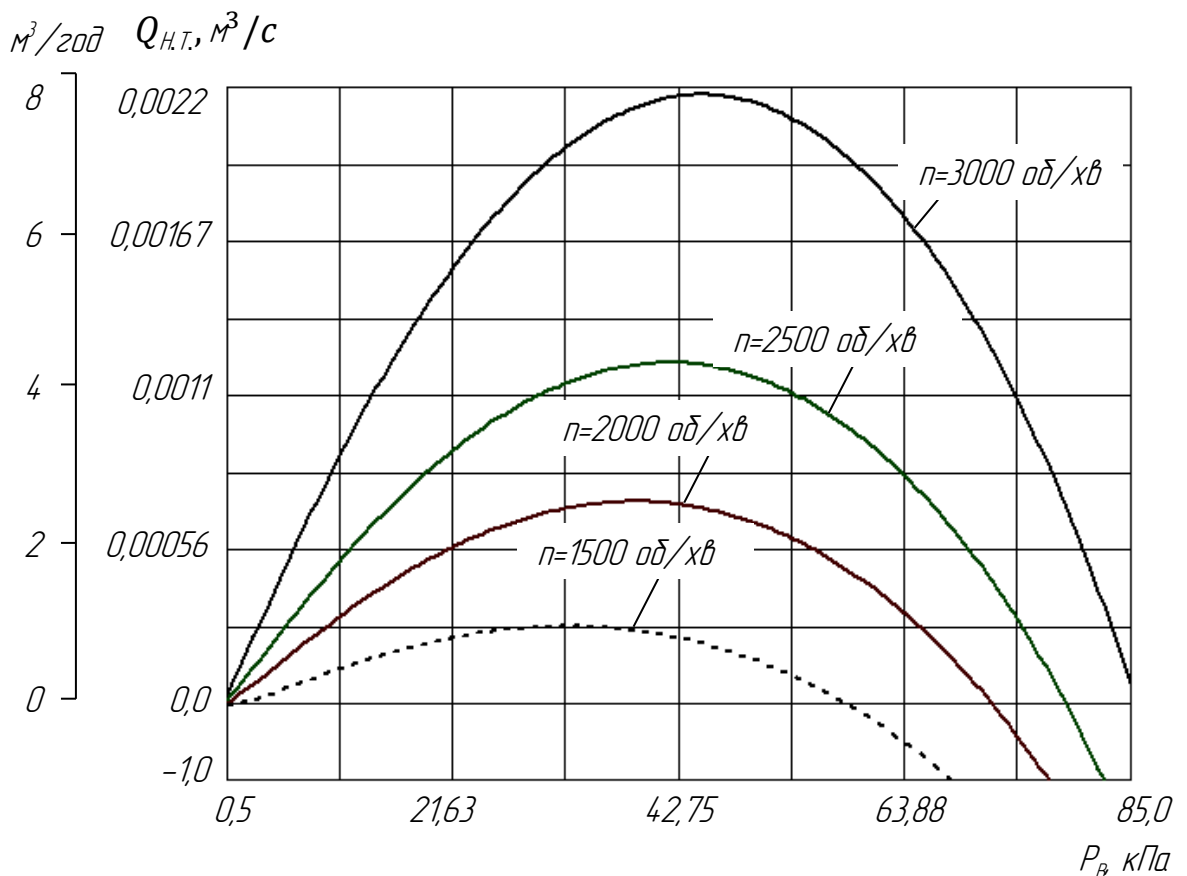


Рисунок 2.20 – Відкачувальна характеристика вакуумної помпи за частоти обертання роторів ( $n$ )

За швидкості обертання роторів від 2000 об/хв с і вище ефективна продуктивність вакуумної системи буде становити за вакуумметричного тиску від 40 до 60 кПа.

Аналіз пришвидшень перетікання повітря у зазорах (рис. 2.10-2.16) показує, що із зменшенням зазорів і підвищенням різниці тисків, пришвидшення перетікань зростає у квадратній залежності.

На кількісний показник пришвидшення впливають конструкційні параметри зазору, величина радіального зазору  $\delta(x)$ , еквівалентні довжини щілин зазорів  $l_T$ .

Зокрема, пришвидшення перетікання повітря у радіальному зазорі між ротором і статором є в межах від 40 м/с<sup>2</sup> за зазору 0,1 мм до 0,598 м/с<sup>2</sup> за зазору 0,95 мм та різниці тисків  $\Delta P = 60$  кПа (рис. 2.10, 2.11).

Аналогічно для радіального зазору між двома роторами, враховуючи, що вони зміщені на 90° з протилежним напрямом обертання. Так, за різниці тисків  $\Delta P = 60$  кПа і зазорі 0,1 мм пришвидшення перетікання буде становити  $a_{\text{рот}} = 351,75$  м/с<sup>2</sup>, а за зазору 0,15 мм -  $a_{\text{рот}} = 7,05$  м/с<sup>2</sup> (рис. 2.12, 2.13).

Відповідно і еквівалентна довжина щілини зазору змінюється в межах: для радіального зазору між ротором і статором, від 1,0 мм до 10,0 мм за зміни зазору від 0,1 мм до 0,97 мм (рис. 2.11); для радіального зазору між роторами – від 0,2 мм до 2,0 мм за зміни зазору від 0,1 мм до 0,15 мм (рис. 2.13).

Пришвидшення бокового перетікання повітря також змінюється у значних межах: від 5,11 м/с<sup>2</sup> до 220,75 м/с<sup>2</sup> за зміни різниці тисків від 20 кПа до 80 кПа і еквівалентної довжини бокової щілини від 0,155 мм до 1,45 мм (рис. 2.14, 2.15).

Зокрема, за різниці тисків  $\Delta P = 60$  кПа та еквівалентній довжині критичного перерізу бокової щілини  $lt(\theta) = 0,171$  мм пришвидшення перетікання повітря становить  $a_B = 165,56$  м/с<sup>2</sup>, а за  $lt(\theta) = 1,614$  мм -  $a_B = 13,51$  м/с<sup>2</sup> (рис. 2.16).

Таким чином, на пришвидшення перетікання повітря, окрім різниці тисків, суттєво впливають конструкційні розміри щілини. Можна

стверджувати, аналізуючи залежності коефіцієнтів тертя і пришвидшень перетікання, виведених вище, параметри еквівалентних довжин щілин зазорів і величина зазору  $\epsilon$  у знаменнику, що тотожне для рівнянь 2-го порядку. Це підтверджено результатами моделювання.

За даними результатів розроблення відкачувальна характеристика з врахуванням параметрів перетікання повітря двороторної вакуумної помпи (рис. 2.21), як функцію

$$Q_{н.т.} = f(P_B) \quad (2.57)$$

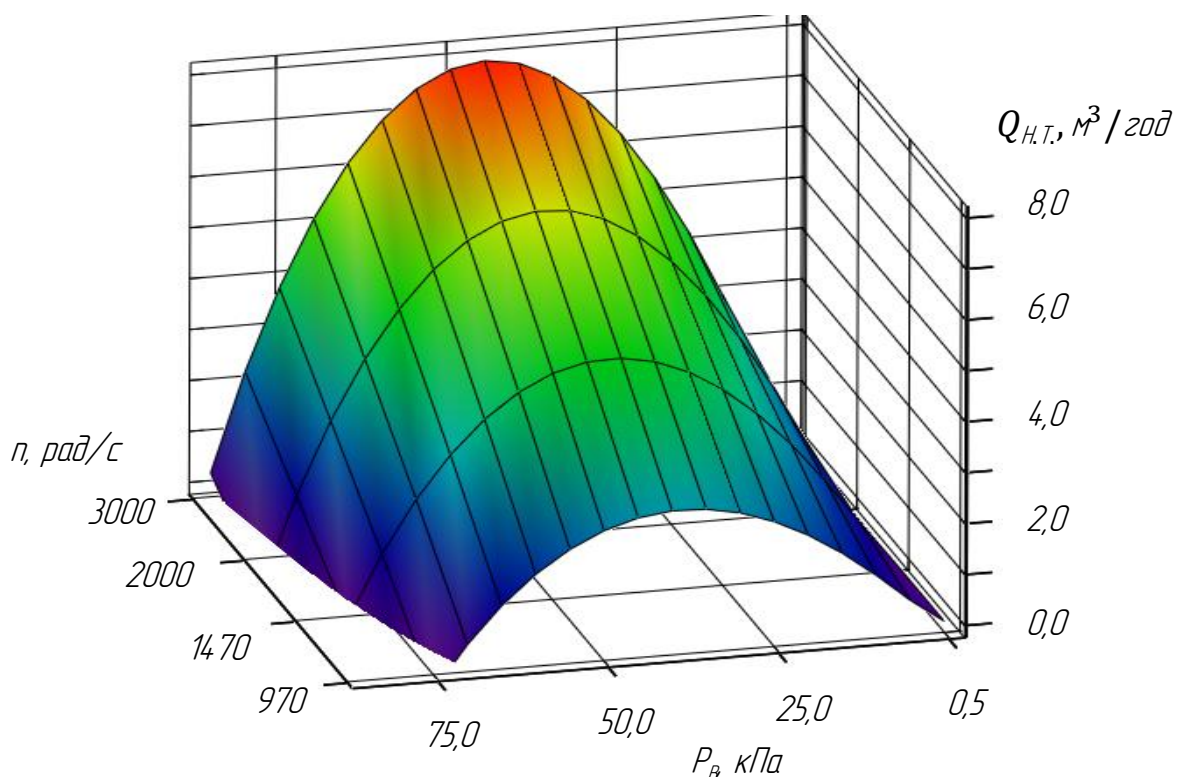


Рисунок 2.21 – Тривимірна модель відкачувальної характеристики двороторної вакуумної помпи ( $Q_{н.т.} = f(P_B)$ ) за частоти обертання роторів ( $n$ ) з врахуванням перетікань повітря

Для аналізу розроблені відкачувальні характеристики з врахуванням перетікань повітря у вигляді 2-D моделі (рис. 2.22) і з врахуванням тільки бокових перетікань повітря (рис. 2.23).



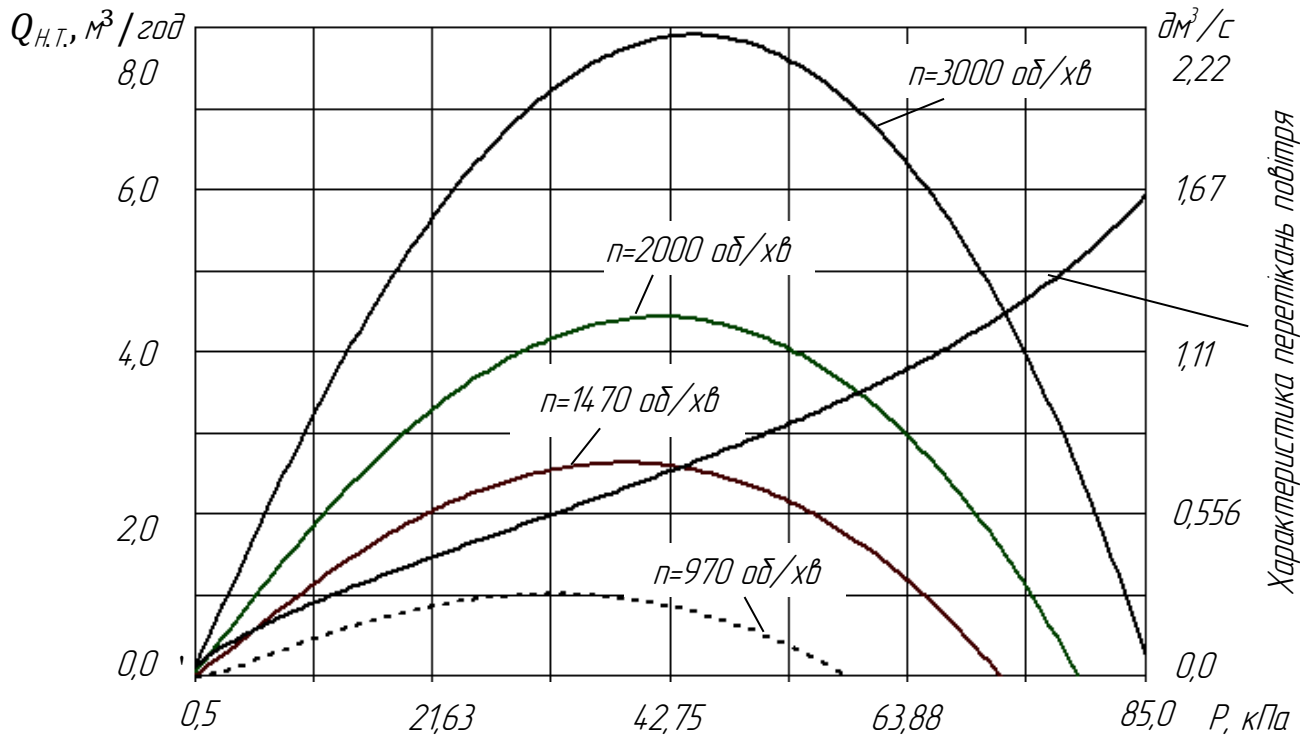


Рисунок 2.22 – Відкачувальна характеристика двороторної вакуумної помпи  $Q_{н.т.} = f(P_B)$  за заданої частоти обертання роторів ( $n$ ) і перетікань повітря

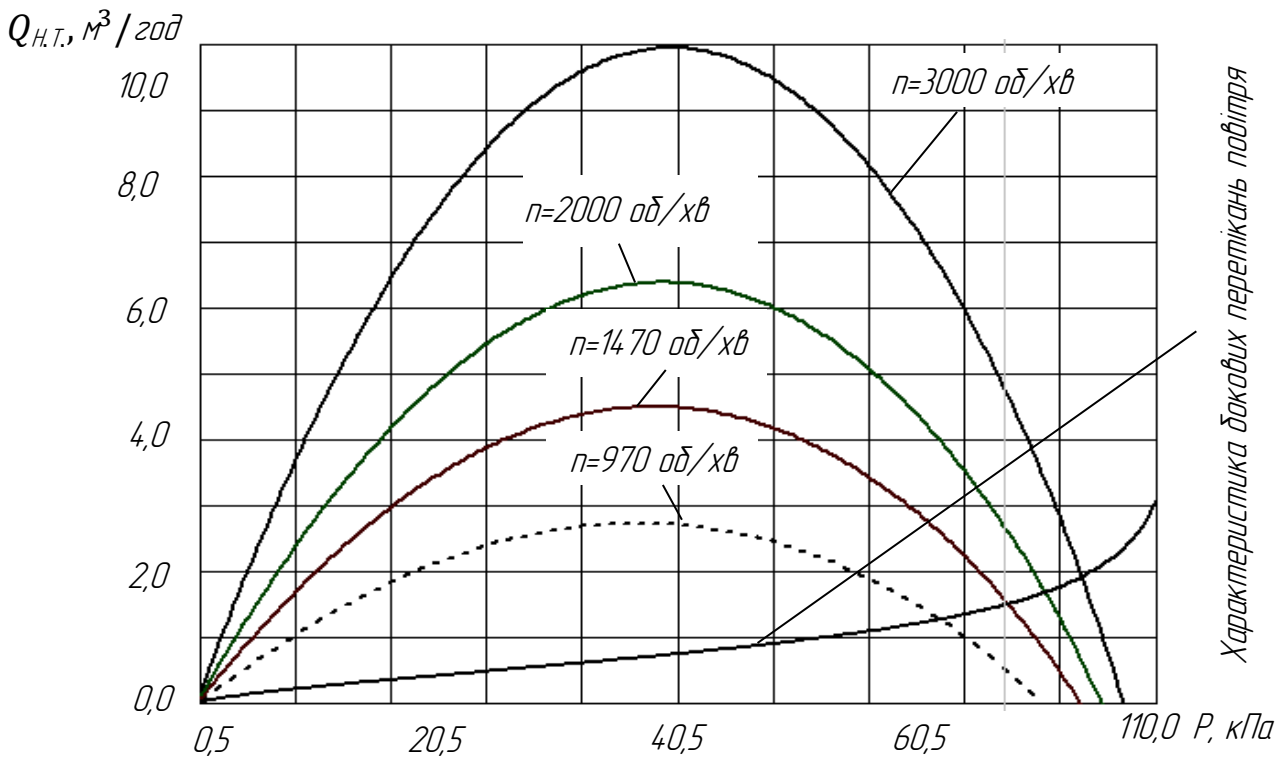


Рисунок 2.23 – Відкачувальна характеристика двороторної вакуумної помпи  $Q_{н.т.} = f(P_B)$  за заданої частоти обертання роторів ( $n$ ) і за відсутності перетікань повітря

Аналіз результатів моделювання показує, що максимальна продуктивність двороторної вакуумної помпи становить  $7,904 \text{ м}^3/\text{год}$  за вакуумметричного тиску  $46 \text{ кПа}$  і  $3000 \text{ об/хв}$ . При  $1470 \text{ об/хв}$  і цьому ж вакуумметричному тиску продуктивність вакуумної помпи становить  $4,4 \text{ м}^3/\text{год}$ . Перетікання повітря через зазори і щілини буде становити  $2,54 \text{ м}^3/\text{год}$  за вакуумметричного тиску  $46 \text{ кПа}$ .

За спадання і зростання вакуумметричного тиску, відмінного від  $46 \text{ кПа}$ , продуктивність вакуумної помпи знижується, а перетікання повітря із зростанням вакууму – зростає (рис. 2.21, 2.22).

Для підвищення продуктивності, усуваємо радіальне перетікання повітря, шляхом встановлення у радіальні торці ізотропних пружних пластин. Тоді максимальна продуктивність буде за  $3000 \text{ об/хв}$  й вакуумметричного тиску  $50,5 \text{ кПа}$  і становитиме  $10 \text{ м}^3/\text{год}$ , а за  $1470 \text{ об/хв}$  –  $4,59 \text{ м}^3/\text{год}$  (рис. 2.23). При такому вдосконаленні перетікання становитимуть  $0,77 \text{ м}^3/\text{год}$ .

## 2.5 Аналітична модель тертя ізотропної пружної вставки в роторі об статор помпи

Еластична вставка в ротор помпи є пластиною з товщиною  $a$  і шириною  $L$ . При обертанні ротора має місце одновісна деформація.

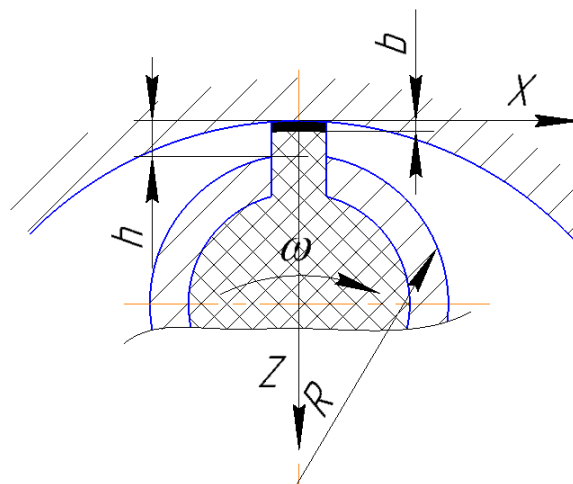


Рисунок 2.24 – Контакт між абсолютно жорсткою поверхнею статора і еластичною пружною вставкою в ротор помпи

Площа контакту еластичної вставки із поверхнею статора буде:

$$S = L \cdot a. \quad (2.58)$$

Для одновісної деформації, зміщення точок поверхні еластичної вставки буде:

$$U_z = b - \frac{x^2}{2R}. \quad (2.59)$$

Для деформації отримаємо:

$$\varepsilon(x) = \frac{U_z}{h} = \frac{b - \frac{x^2}{2R}}{h}. \quad (2.60)$$

Нормальну силу в контактi визначаємо iнтегруванням напруження:

$$F_N = 2 \int_0^{r_K} \tilde{E} \cdot L \cdot \varepsilon(x) \cdot dx, \quad (2.61)$$

де  $r_K$  – радіус контакту еластичної вставки.

$$b = \frac{r_K^2}{2R} \Rightarrow r_K = \sqrt{b \cdot 2R}.$$

Тоді:

$$F_N = 2 \cdot \int_0^{\sqrt{2b \cdot R}} \tilde{E} \cdot L \cdot \frac{b - x^2/2R}{h} \cdot dx.$$

Після iнтегрування отримаємо

$$F_N = \frac{4}{3} \cdot \tilde{E} \cdot L \cdot b^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{\sqrt{2R}}{h} \quad (2.62)$$

де  $b$  – висота деформації iзотропної пружної вставки, м;

$h$  – висота виступу iзотропної пружної вставки над ротором помпи, м;

$R$  – радіус ротора жорсткої частини, м;

$\tilde{E}$  – модуль пружності при односторонньому стиску [137],

$$\tilde{E} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad (2.63)$$

де  $E$  – модуль пружності, Н/м<sup>2</sup>;

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Для тангенціального напруження в площині контакту отримаємо:

$$\sigma_{(x,z)} = \tilde{E} \cdot \varepsilon(x) = \tilde{E} \cdot \frac{b - \frac{x^2}{2R}}{h}. \quad (2.64)$$

Максимальне напруження буде в центрі площини контакту ( $x=0$ ) визначимо за залежністю

$$\sigma_{(x=0)max} = \tilde{E} \cdot \frac{b}{h}, \quad (2.65)$$

Величину деформації визначаємо з залежності (2.62)

$$b = \left( \frac{F_N \cdot 3 \cdot h}{4 \cdot \tilde{E} \cdot L \cdot \sqrt{2R}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.66)$$

Враховуємо залежність (2.66) залежності (2.65), отримуємо вираз максимального напруження у центрі площини контакту ( $x=0$ ):

$$\sigma_{(x=0)max} = \frac{\tilde{E}}{h} \cdot \left( \frac{3 \cdot F_N \cdot h}{4 \cdot \tilde{E} \cdot L \cdot \sqrt{2R}} \right)^{\frac{2}{3}} = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot \tilde{E} \cdot F_N^2}{32 \cdot L^2 \cdot R \cdot h}}. \quad (2.67)$$

Радіальне напруження від нормальної сили становить

$$\sigma_{(F_N)} = \frac{F_N}{S} = \frac{F_N}{L \cdot a}. \quad (2.68)$$

Тоді коефіцієнт тертя визначимо як:

$$f_T = \frac{\sigma_{(0)max}}{\sigma_{(F_N)}} = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot a^2}{32 \cdot R \cdot h}}. \quad (2.69)$$

Аналіз залежності (2.69) показує, що коефіцієнт тертя, за відсутності рідинного змащення, є статичним і залежить від конструктивних параметрів ротора і ізотропної пружної вставки.

Конструктивні параметри ізотропної пружної вставки наступні:  $R = 0,03$  м;  $h = 0,0015$  м;  $a = 0,002$  м. Матеріал ізотропної вставки обрано з міркувань збільшеної еластичності, стійкості до агресивних середовищ і роботи у вакуумі. Тому було вибрано вакуумну гуму №7889, яка виготовляється по стандарту ТУ 3810511681 (Додаток Д).

Підставивши значення у залежність (2.69) отримаємо:

$$f_T \geq \sqrt[3]{\frac{9 \cdot 0,002}{32 \cdot 0,03 \cdot 0,0015}} = 0,2924.$$

Отже, коефіцієнт тертя ізотропної пружної вставки ротора об поверхню статора (абсолютна тверда поверхня) є на рівні 0,2924.

### 2.5.1 Модель тертя за присутності змочування площі контакту пари «ротор-статор»

Динаміка ньютонівської рідини змочування (мащення) описується рівнянням Нав'є-Стокса, яке за нестискуючої рідини має вигляд [138]:

$$\begin{cases} \rho \frac{dv}{dt} = -\nabla p + \eta \Delta v, \\ \operatorname{div} v = 0 \end{cases} \quad (2.70)$$

де  $\rho$  – густина рідини,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;

$v$  – швидкість, м/с;

$t$  – час, с;

$p$  – тиск між рухомою і нерухомою площинами, Н/м<sup>2</sup>;

$\eta$  – динамічна в'язкість змащувальної рідини, Н·с/м<sup>2</sup>;

$\Delta$  - оператор Лапласа;

$\operatorname{div}$  – дивергенція швидкості;

$\nabla$  - оператор Набла,  $\nabla p = \operatorname{div} p$ .

Враховуючи, що рідина є змащуючим середовищем, то це квазістатичний потік. Тоді інерційним членом у першому рівнянні системи (2.70) можна знехтувати і отримаємо:

$$\eta \Delta v = \nabla p. \quad (2.71)$$

Розглянемо процес мащення для вакуумної помпи, (рис. 2.25) у збільшеному масштабі.

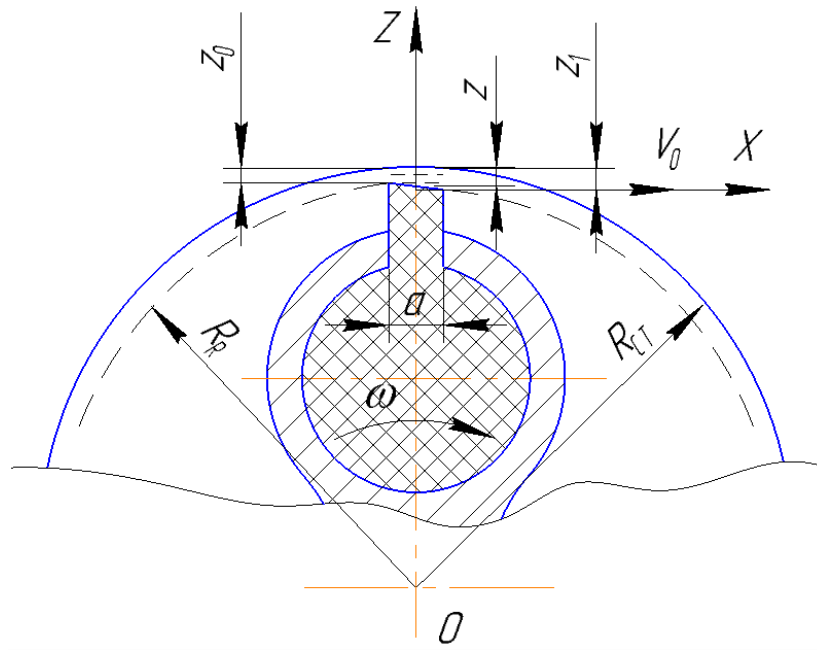


Рисунок 2.25 – Рух змащуючої рідини між ротором і статором:  $R_{cm}$  – радіус статора;  $R_R$  – радіус ротора по виступі еластичного елемента;  $\vartheta$  – лінійна швидкість на кінці ротора;  $x, z$  – осі;  $\omega$  - частота обертання

Розглядаємо стаціонарний рух рідини, тоді  $\vartheta = \vartheta(z)$ . Відповідно, рівняння (2.71) буде мати вигляд:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \cdot \vartheta_x = \eta \frac{\partial^2 \vartheta_x}{\partial z^2} \quad (2.72)$$

Враховуючи, що по вісі  $z$ ,  $\vartheta_z = const$ , то рівняння (2.72) набуде вигляду для вісі  $z$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \cdot \vartheta_z = 0 \quad (2.73)$$

Перепишемо рівняння (2.72) у наступному вигляді

$$\eta \cdot \partial^2 \vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \partial z^2 \quad (2.74)$$

Перший інтеграл рівняння (2.74)

$$\eta \frac{\partial \vartheta_x}{\partial z^2} = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot z + C_1$$

Другий інтеграл рівняння (2.74)

$$\eta \cdot \vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z^2}{2} + C_1 \cdot z + C_2 \quad (2.75)$$

Граничні умови:

$$\vartheta_{x(z=0)} = -\vartheta_0; \quad \vartheta_{(z_i)} = 0.$$

$$\text{Тоді } C_2 = -\eta \cdot \vartheta_0; \quad C_1 = \frac{\eta \cdot \vartheta_0}{z} - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z}{2},$$

$$\eta \cdot \vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z_i(z_i-z)}{2} + \frac{\eta \cdot \vartheta_0}{z} \cdot z_i - z, \quad (2.76)$$

де  $z_i$  - значення по висоті зазору  $z$ , приймає  $z_i = 0 \dots z$ .

Однак, у процесі обертання ротора, ізотропна пружна вставка шириною  $a$  буде вигинатись і створювати зазор, який за ходом обертання ротора буде, відповідно,  $z_1$  і  $z_0$  (рис. 2.25). Відповідно, буде виконуватись умова:

$$z_1 > z_0 \quad (2.77)$$

Перепишемо рівняння (2.76) як:

$$\vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z_i(z_i-z)}{2 \cdot \eta} + \frac{\vartheta_0}{z} \cdot (z_i - z), \quad (2.78)$$

де  $\frac{\partial p}{\partial x} = \text{grand}$ .

Умова нерозривності для рідини повинна забезпечити, щоб через кожен поперечний переріз зазору в одиницю часу протікала однакова кількість рідини  $Q_p$ .

$$\frac{Q_p}{L} = \int_0^{z_h} \vartheta_x(z) \cdot dz. \quad (2.79)$$

У рівнянні (2.78) і (2.79) приймаємо, що висоту зазору  $z$  позначимо через  $z_h$  ( $z \Rightarrow z_h$ ), а змінна  $z_i$  буде  $z$  ( $z_i \Rightarrow z$ ).

Тоді

$$\frac{Q_p}{L} = \int_0^{z_h} \left( p' \cdot \frac{z(z-z_h)}{2\eta} + \frac{v_0}{z_h} \cdot (z - z_h) \right) \cdot dz = -p' \cdot \frac{z_h^3}{12\eta} - \frac{v_0 \cdot z_h}{2} = \text{const.} \quad (2.80)$$

З рівняння (2.80) визначаємо  $\frac{dp}{dx}$ , позначивши через  $\frac{2Q_p}{Lv_0} = K$  - величину константи:

$$\frac{dp}{dx} = -6 \cdot \eta \cdot v_0 \left( \frac{1}{z_h^2} + \frac{K}{z_h^3} \right) \quad (2.81)$$

Приймаємо, що у нас є лінійна залежність висоти від координат:

$$z_h = z_0 + K_x \cdot x,$$

то рівняння (2.81) буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} dp &= -6\eta \cdot v_0 \left( \frac{1}{(z_0 + K_x \cdot x)^2} + \frac{K}{(z_0 + K_x \cdot x)^3} \right) dx \\ P &= -6\eta \cdot v_0 \int_0^a \left( \frac{d(z_0 + K_x \cdot x)}{K_x(z_0 + K_x \cdot x)^2} + \frac{K \cdot d(z_0 + K_x \cdot x)}{K_x(z_0 + K_x \cdot x)^3} \right) \\ P_{\text{сер}} &= -6\eta \cdot v_0 \left( -\frac{1}{K_x} \left( \frac{1}{z_0 + K_x \cdot a} - \frac{1}{z_0} \right) - \frac{K}{2K_x} \left( \frac{1}{(z_0 + K_x \cdot a)^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right) \end{aligned} \quad (2.82)$$

Якщо прийняти  $x=0$  і  $P(0)=P_{\text{ext}}$ , тоді

$$P = P_{\text{ext}} + \frac{3 \cdot \eta \cdot v_0}{K_x} \cdot \left[ \left( \frac{2}{z} - \frac{2}{z_0} \right) + K \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right] \quad (2.83)$$



За  $x=a$ ,  $P(a) = P_{ext}$ , тоді з рівняння (2.81) визначимо  $K$ , враховуючи  $z = z_1$

$$K = \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \quad (2.84)$$

Тоді рівняння (2.83), враховуючи (2.84) набуде вигляду:

$$P = P_{ext} + \frac{3 \cdot \eta \cdot v_0}{K_x} \cdot \left( \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2 \cdot z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right). \quad (2.85)$$

Визначаємо поле швидкостей з рівняння (2.78), підставивши в нього диференціал рівняння (2.85), отримаємо:

$$\begin{aligned} \vartheta_x &= \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z(z-z_h)}{2 \cdot \eta} + \frac{\vartheta_0}{z_h} \cdot (z - z_h); \\ \vartheta_x &= \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{K_x} \cdot \left( \frac{1}{z_0 + K_x \cdot x} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \cdot \left( \frac{1}{(z_0 + K_x \cdot x)^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right] \times \\ &\quad \times \frac{z(z-z_h)}{2 \cdot \eta} + \frac{\vartheta_0}{z_h} \cdot (z - z_h); \\ \vartheta_x &= \vartheta_0 \cdot (z - z_h) \cdot \left[ \frac{1}{z_h} - \frac{3}{2 \cdot z} - \frac{6z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z^2} \right]. \end{aligned} \quad (2.86)$$

Визначаємо сили  $F_N$  і  $F_x$ . Для сили, що діє по нормалі, складаємо рівняння

$$\begin{aligned} F_N &= \iint (P - P_{ext}) \cdot dx dy = \\ &= \int_0^L dy \int_0^a \frac{3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{K_x} \left( \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right) dx, \end{aligned} \quad (2.88)$$

або

$$F_N = \frac{L \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{K_x} \int_0^a \left( \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right) dx. \quad (2.89)$$

Проведемо заміну:

$$\begin{aligned} z &= z_0 + K_x \cdot x, \\ dz &= K_x \cdot dx \Rightarrow dx = \frac{dz}{K_x}; \\ K_x &= \frac{z-z_0}{x}; \end{aligned}$$

Якщо  $x = a$ ,  $z = z_1$ , тоді

$$a = \frac{z_1 - z_0}{K_x} \quad \text{або} \quad K_x = \frac{z_1 - z_0}{a}.$$

Перепишемо рівняння (2.89) провівши заміну  $dx$  на  $dz$

$$F_N = \frac{L \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0 \cdot a^2}{(z_1 - z_0)^2} \int_{z_0}^{z_1} \left( \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) - \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right) dz. \quad (2.90)$$

Проінтегруємо рівняння (30) у межах від  $z_0$  до  $z_1$ :

$$F_N = \frac{S_K \cdot a \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{(z_1 - z_0)^2} \cdot \left[ \ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{z_1 \cdot z_0}{z_0} \left( 1 + \frac{2(z_1 - z_0)}{z_0 + z_1} \right) \right] \quad (2.91)$$

де  $S_K$  - площа контакту,  $S_K = L \cdot a$ , м<sup>2</sup>.

Сила, що діє по дотичній, залежить від в'язкого напруження

$$\sigma_{xz} = \eta \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial z}. \quad (2.92)$$

Тоді силу виразимо наступною залежністю:

$$F_x = \eta \int_{S_K} dx dy \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \Big|_{z=0}; \quad (2.93)$$

Підставимо у рівняння (2.79) значення  $\frac{\partial p}{\partial x}$  з рівняння (2.81) замінивши константу  $K$  (2.94), отриману для градієнту тиску

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -6 \cdot \eta \cdot \vartheta_0 \left( \frac{1}{z_x^2} + \frac{2z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z_x^3} \right)$$

для швидкості

$$\vartheta = -3\vartheta_0 \left( \frac{1}{z_x^2} + \frac{2z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z_x^3} \right) \cdot z(z - z_h) + \frac{\vartheta_0}{z_h} (z - z_h). \quad (2.94)$$

Продиференціюємо рівняння (2.94) по  $dz$

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial z} \Big| = -3\vartheta_0 \left( \frac{1}{z_x^2} + \frac{2z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z_x^3} \right) (2z - z_h) + \frac{\vartheta_0}{z_h}. \quad (2.95)$$

Враховуємо, що умова  $z = 0$ , тоді  $z_h$  - змінна величина від ординати  $x$ . Відповідно  $z_x \equiv z_h$ . Тоді рівняння (2.95) набуде вигляду, прийнявши, що  $z_x \equiv z_h \equiv z(x) \Rightarrow z$

$$\frac{\partial v}{\partial z} \Big|_{z=0} = v_0 \left( \frac{3}{z} + \frac{6z_1 z_0}{(z_0 + z_1) z^2} \right) + \frac{v_0}{z}. \quad (2.96)$$

Підставивши рівняння (2.96) у рівняння (2.93), отримаємо:

$$F_x = \eta \int_0^L dy \cdot \int_0^a \left( \vartheta_0 \left( \frac{3}{z} + \frac{6z_1 z_0}{(z_0 + z_1) z^2} \right) + \frac{\vartheta_0}{z} \right) dx.$$

Проведемо заміну, аналогічно як для рівняння (2.90). Отримаємо:

$$F_x = \eta \cdot \frac{L \cdot \vartheta_0}{K_x} \int_{z_0}^{z_1} \left( \frac{3}{z} + \frac{6z_1 z_0}{(z_0 + z_1) z^2} + \frac{1}{z} \right) dz,$$

або

$$F_x = \frac{\eta \cdot S_k \cdot \vartheta_0}{z_1 - z_0} \left( 4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right). \quad (2.97)$$

Коефіцієнт тертя визначаємо із залежностей,  $F_x = f_T \cdot F_N$ .

$$f_T = \frac{F_x}{F_N} = \frac{z_1 + z_0}{3 \cdot a} \cdot \left( \frac{4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0}}{\ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{z_1 - z_0}{z_0} \left( 1 + \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right)} \right). \quad (2.98)$$

З рівняння (2.91) знайдемо величину зазору:

$$z_1 - z_0 = \sqrt{\frac{S_k \cdot a \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{F_N} \cdot \left( \ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right)}. \quad (2.99)$$

Тоді коефіцієнт тертя буде визначатися залежністю:

$$f_T = \left( \sqrt{\frac{S_K \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{F_N \cdot 3 \cdot a} \cdot \left( \ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right)} + \frac{z_0^2}{6 \cdot a} \right) \cdot \frac{4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0}}{\ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{z_1 - z_0}{z_0} \left( 1 + \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right)} \quad (2.100)$$

Приймаємо:  $F_N/S_K = P_N$

$$\ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} = \xi; \quad 4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} = \varepsilon$$

Тоді залежність (2.100) враховуючи, що  $\vartheta_0 = \omega \cdot R$ , прийме вигляд:

$$f_T = \left( \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega \cdot R}{3 \cdot P_N \cdot a} \left( \ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right)} + \frac{z_0^2}{6 \cdot a} \right) \cdot \frac{\varepsilon}{\xi}, \quad (2.101)$$

де  $\eta$  - динамічна в'язкість змащувальної рідини,  $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$ ;

$\omega$  - частота обертання ротора,  $\text{с}^{-1}$ ;

$P_N$  - тиск, створюваний нормальною силою на одиницю площі контакту зони тертя ізотропної пружної вставки,  $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ ;

$a$  - ширина контакту – ширина ізотропної пружної вставки у ротор, м.

Очевидно, що із зміною частоти обертання  $\omega$  і тиску  $P_N$ , зазори  $z_1$  будуть змінюватись. Тиск буде вести до збільшення зазору як частота обертання.

Для аналізу впливу частоти обертання і тиску проведемо моделювання коефіцієнту тертя.

Результати моделювання наведені на рис. 2.25 показують, що із збільшенням частоти обертання ротора, коефіцієнт тертя зменшується. Так, за частоти обертання  $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$  і нормальної сили  $F_N = 65 \text{ Н}$  коефіцієнт тертя з використанням для змащування води буде становити  $f_T = 0,044$ , а за частоти обертання  $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$  -  $f_T = 0,036$ . При нормальній силі у  $F_N = 135 \text{ Н}$ , відповідно коефіцієнт тертя буде становити: за  $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$  -  $f_T = 0,062$ , а за  $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$  -  $f_T = 0,039$ . При цьому характер зміни коефіцієнту тертя є

нелінійним і підпорядковується квадратичній характеристиці. Із збільшенням частоти обертання коефіцієнт тертя, із використанням змащувальної рідини, зменшується і наближається до лінійної характеристики за частоти обертання  $\omega = 300 \text{ c}^{-1}$  (рис. 2.26).

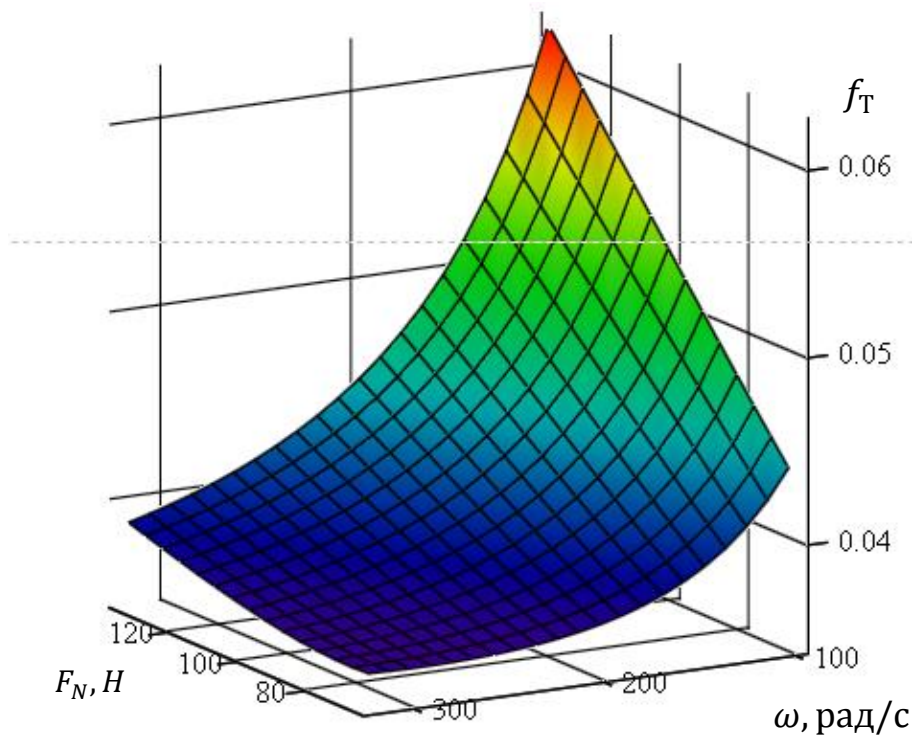


Рисунок 2.26 – Залежність коефіцієнта тертя еластичної пружної вставки від частоти обертання ротора ( $\omega$ ) і нормальної сили ( $F_N$ ) створюваної пружною вставкою об статор

### Висновки до 2 розділу

1. Розроблені аналітичні залежності для розрахунку геометрії ротора на основі овалу Кассіні, що уможливорює моделювання корисної площі поперечного перізу вакуумної помпи та відкачувальної характеристики.

2. Корисна площа двороторної вакуумної помпи змінюється циклічно, на кут  $\pi/2$ , від  $1500 \text{ мм}^2$  до  $700 \text{ мм}^2$ , у два рази. Циклів за один оберт роторів є чотири.

3. Розроблені аналітичні залежності для моделювання відкачувальної характеристики з врахуванням перетікань.

Радіальні перетікання повітря зростають із підвищенням вакууметричного тиску з  $9,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$  за вакууму 20 кПа до  $4,09 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$  за вакууму 80 кПа, а бокові перетікання повітря зростають аналогічно від  $5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$  до  $2,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ .

Максимальна продуктивність двороторної вакуумної помпи становить  $7,904 \text{ м}^3/\text{год}$  за вакууметричного тиску 46 кПа і числу оборотів 3000 об/хв. Перетікання повітря через зазори і щілини становить  $2,54 \text{ м}^3/\text{с}$  за вакууму 46 кПа.

4. Для підвищення продуктивності унеможливуємо радіальне перетікання повітря шляхом встановлення у радіальні торці роторів еластичних ущільнюючих елементів. Відповідно, максимальна продуктивність буде  $10 \text{ м}^3/\text{год}$  за числа оборотів 3000 об/хв і вакууметричного тиску 50,5 кПа, а за 1470 об/хв –  $4,59 \text{ м}^3/\text{год}$ . Перетікання повітря не перевищують  $0,77 \text{ м}^3/\text{год}$ .

5. Розроблена аналітична модель тертя системи «ротор-статор» з ізотропними пружними вставками, яка показує, що із збільшенням частоти обертання ротора, коефіцієнт тертя зменшується. За частоти обертання ротора  $100 \text{ с}^{-1}$  і нормально сили  $F_N = 65 \text{ Н}$  коефіцієнт тертя становить  $f_T = 0,044$  за наявності змоченої поверхні водою, а за частоти обертання  $300 \text{ с}^{-1}$  -  $f_T = 0,036$ . Із збільшенням сили до  $F_N = 135 \text{ Н}$  коефіцієнт тертя становить  $f_T = 0,062$  за частоти обертання роторів  $100 \text{ с}^{-1}$  і, відповідно,  $f_T = 0,039$  за частоти обертання  $300 \text{ с}^{-1}$ .

## РОЗДІЛ 3

### ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 3.1 Програма експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводили з метою перевірки основних теоретичних положень і їх висновків, а також для визначення експериментальних залежностей коефіцієнта тертя. Експерименти проводили відповідно до загальноприйнятих методик [139, с. 127].

Програма експериментальних досліджень параметрів вакуумної помпи розроблялася відповідно до поставленої мети і завдань досліджень.

Проведені нами теоретичні дослідження конструкційно-технологічних параметрів вакуумної помпи дали змогу встановити взаємозв'язок між ними, а також їх вплив на процес перетікання повітря, що характеризує якість створення вакууму. Для встановлення достовірності теоретичних висновків програмою експериментальних досліджень передбачено вирішити наступні завдання:

- розробити експериментальну установку для дослідження вакуумної помпи;
- експериментально встановити вплив факторів на коефіцієнт тертя роторів вакуумної помпи;
- експериментально отримати відкачувальну характеристику вакуумної помпи;
- дослідити вплив конструкційно-технологічних параметрів вакуумної помпи на потужність приводу роторів.

### **3.2 Експериментальна лабораторна установка і приладозабезпечення для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання**

Для проведення експериментальних досліджень коефіцієнта тертя, розроблена лабораторна установка [123, с. 258-262], схема якої наведена на рис. 3.1, а загальний вигляд – на рис. 3.2.

Конструкція робочих органів – це два ротори, які обертаються з рівними кутовими швидкостями, що забезпечує стабільний кінематичний режим, виготовлені з ізотропного еластичного матеріалу.

Використання води як мастильно-герметизуючої і охолоджуючої рідини уможливорює герметизацію прецизійних пар (ротор-ротор, ротор-статор), що зменшує перетікання повітря.

Основним елементом вакуумної помпи є еластичні пластини, вставлені по периферії ротора, виготовлені з ізотропного матеріалу - гуми.

Взаємодії між трибоелементами охоплюють процеси контакту, тертя, зношування, а також режими змащування. Матеріал вставлених еластичних ущільнюючих елементів в ротори вакуумної помпи підібрано експериментальним шляхом. Критерієм їх вибору є зменшення коефіцієнту тертя та висока еластичність в вакуумному середовищі.

Нормальну силу вимірювали індикатором годинникового типу (рис. 3.1), яким фіксуємо стискання пружини 6. Силу тертя вимірювали за допомогою консольно-закріпленої тензометричної балки 5, температуру рідини за допомогою термопари з попереднім підсиленням сигналу операційним підсилювачем.



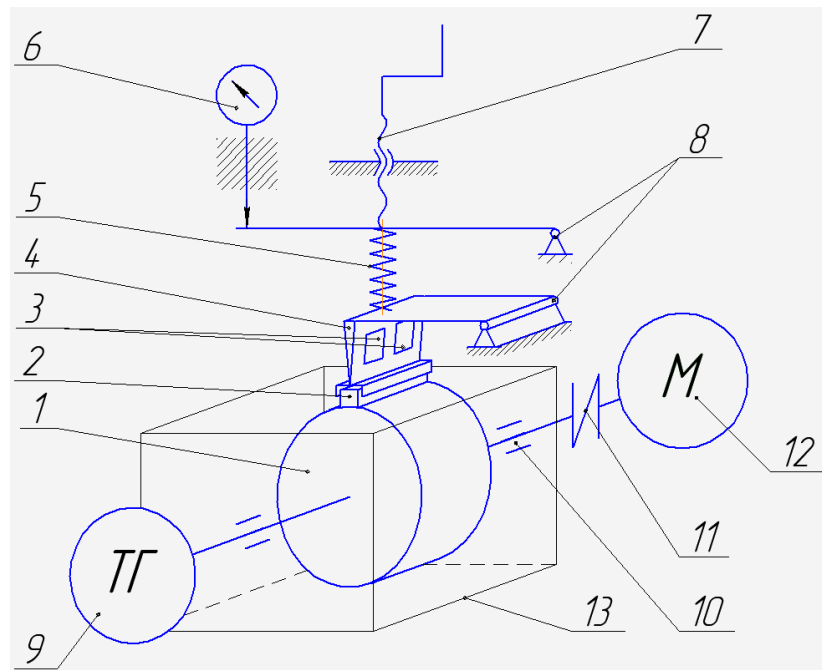


Рисунок 3.1 – Схема установки для дослідження коефіцієнта тертя в змащувальній середовищі: 1 – дослідний зразок ротора виконаний з нержавіючої сталі доведеної до Rz 13-14 класу точності; 2 – еластичний ущільнюючий елемент; 3 – давачі прогину балки; 4 – консольна балка; 5 – протарована пружина; 6 – індикатор годинникового типу; 7 – гвинт для регулювання нормальної сили на еластичний зразок; 8 – кронштейн; 9 – тахогенератор; 10 – кулькові підшипники закритого типу; 11 – муфта; 12 – асинхронний електродвигун з перетворювачем частоти; 13 – місткість

Місткість виготовлена із хімічно-неактивного матеріалу. За допомогою електродвигуна 12 приводили в обертання дослідний зразок 1, виготовлений із нержавіючої сталі. Зразок на 2/3 занурений у дистильовану воду. Еластичний ущільнюючий елемент 2, закріплений в тримачі перед і після дослідів зважували. Через індикатор годинникового типу 6 встановлювали нормальну силу, яка через протаровану пружину 5 і консольно-закріплену балку 4 діяла на ротор 1 через еластичний ущільнюючий елемент 2. На консольній балці 4 закріплені давачі прогину 3. Гвинтом 7 змінювали нормальну силу у парі тертя.

За допомогою тахогенератора 9 вимірювали частоту обертання ротора 1. Електропривод був з регульованою кутовою швидкістю, змінювали частоту обертання електродвигуна.

Для проведення експериментальних досліджень коефіцієнта тертя-ковзання робочих органів вакуумної помпи роторного типу на кафедрі електротехнічних систем Львівського національного аграрного університету виготовлено експериментальну установку (рис. 3.2) до якої входить: 1 – комп'ютер з програмним забезпеченням LabVIEW National Instruments, ver. 8.6; 2 – частотний привод асинхронного двигуна CFM210; 3 – індикатор годинникового типу; 4 – пристрій навантажувально-розвантажувальний; 5 – пружина; 6 – консольна тензометрична балка; 7 – місткість для робочої рідини; 8 – муфта; 9 – електричний асинхронний двигун, потужністю 0,55 кВт та 950 об/хв; 10 – тахогенератор [123, с. 258-262].

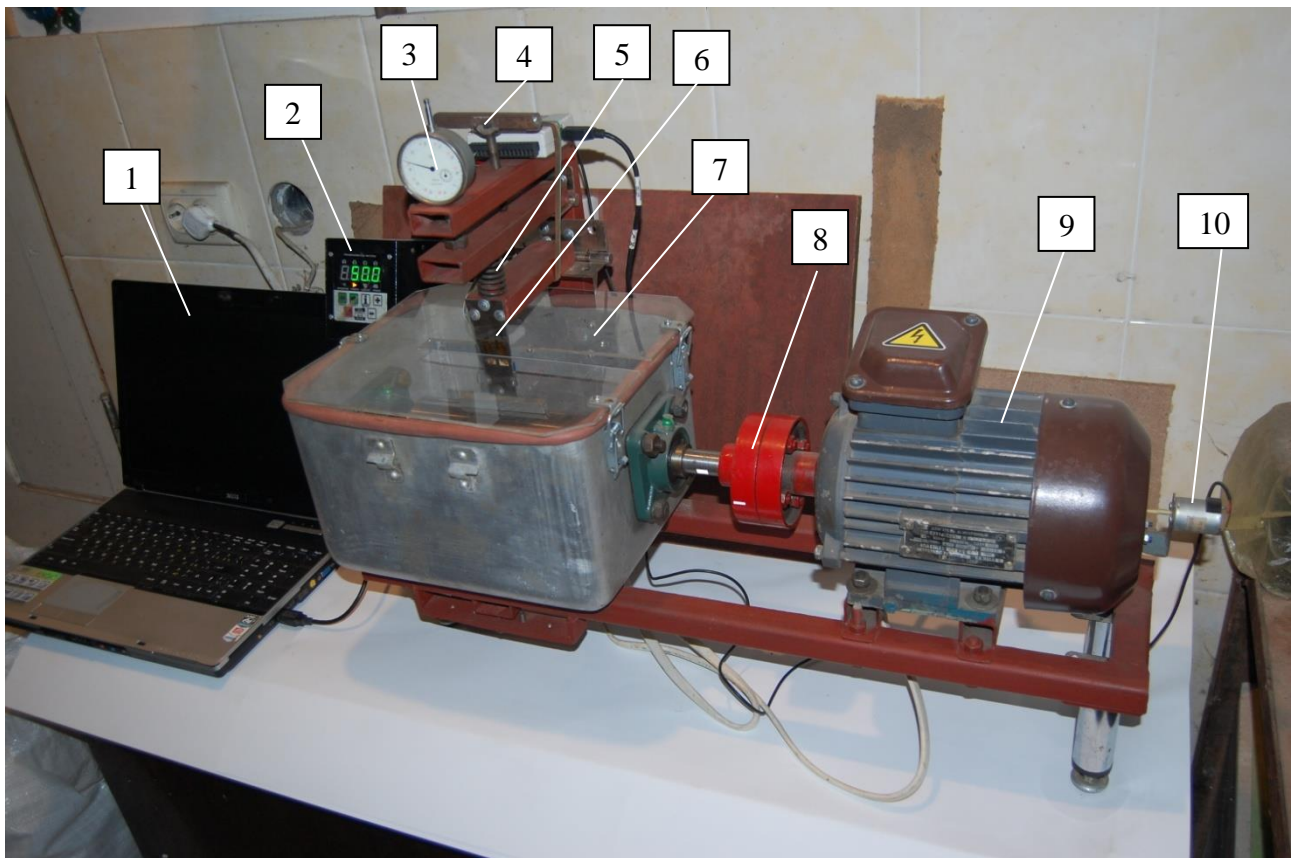


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд дослідної установки для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання роторів вакуумної помпи

Зміну частоти обертання асинхронного електричного двигуна 9 (рис. 3.2) здійснювали за допомогою частотного приводу CFM210 2 в діапазоні від 0 до 150 Гц і кроком 0,1.

Силу тертя вимірюємо за допомогою тензодавача 2 наклеєного на тензометричну балку 1 (рис. 3.3).

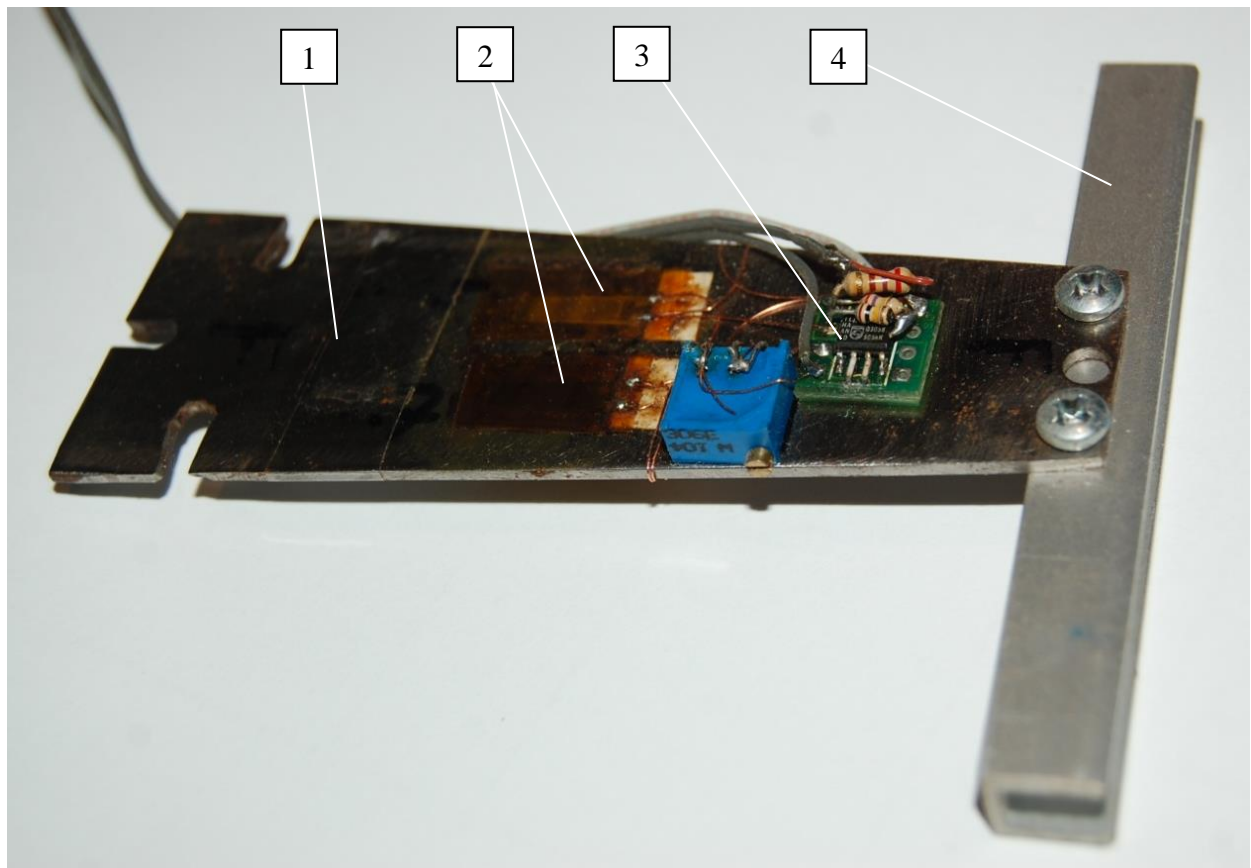


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд тензометричної балки з вимірювачем сили тертя: 1 – тензометрична балка; 2 – тензодавачі; 3 - електричний підсилювач сигналу тензодавачів; 4 – тримач дослідного еластичного зразка

Тензометрична балка 1 (рис. 3.3) виготовлена у формі трапеції з вуглецевої сталі Р6М5, чистота поверхонь якої доведена шліфуванням-обробкою до Ra 0,16.

Тензодавачі 2 (рис. 3.3) загального призначення типу 2ПКП. Наклеювання проводили полімеризаційним клеєм відповідно до інструкції давачів з послідуною полімеризацією за температури 180 °С.

### Електрична принципова схема підсилення сигналу тензодавачів

Для підсилення сигналу з аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) запропоновано електричну принципову схему підсилення сигналу з тензодавачів (рис. 3.4).

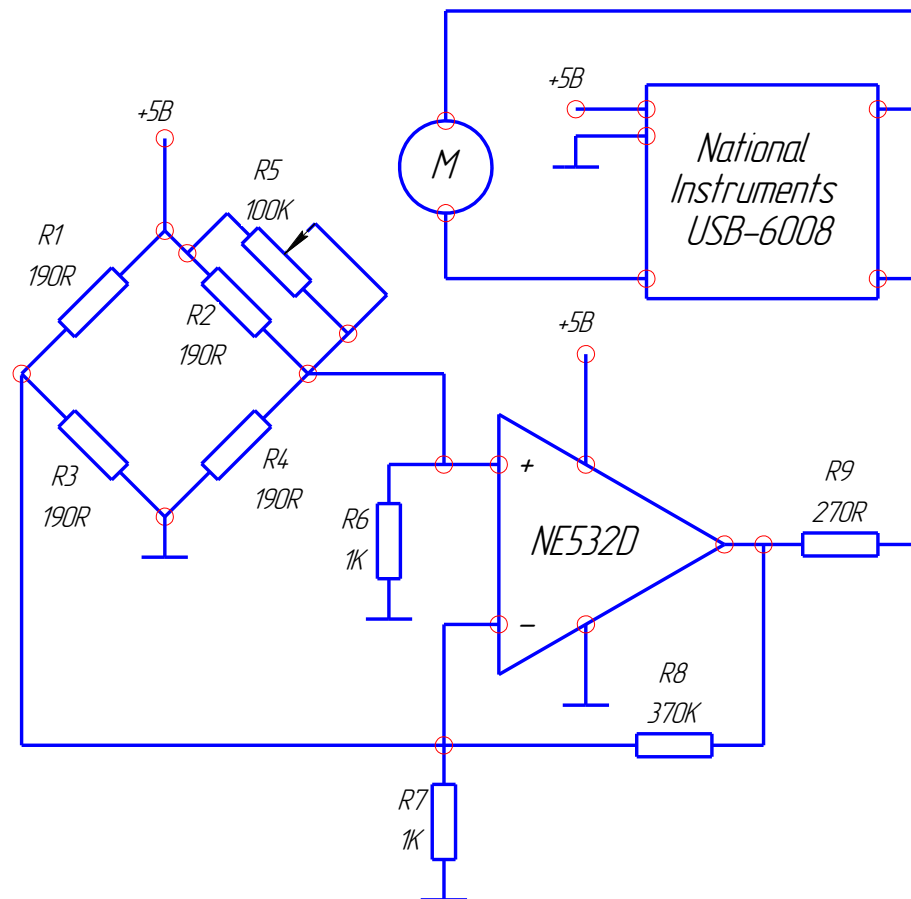


Рисунок 3.4 – Електрична схема вимірювання сили тертя:  $R_1$ - $R_4$  – тензодавачі, з'єднані у вимірювальну мостову схему;  $R_5$  –  $R_7$ ,  $R_9$  – резистори;  $NE\ 532D$  – операційний підсилювач;  $R_6$ ,  $R_7$  – опір для гасіння сигналу (зменшення чутливості);  $R_8$  – опір, який задає коефіцієнт підсилення;  $R_9$  – струмообмежувальний опір;  $M$  – тахогенератор; *National Instruments USB-6008* – блок вводу-виводу інформації.

#### 3.2.1 Тарувальна характеристика тензометричної балки

Перед початком досліджень проводили калібрування тензометричної балки 1 (рис. 3.3), яка консольно закріплена і навантажували у незащемленому кінці важками з кроком 10 грам. Після повного навантаження (напряга

вимірювального моста не змінюється), з тим же кроком розвантажували. Повне навантаження не змінювало в часі вихідної напруги, що свідчить про відсутність в'язких деформацій клею. Після повного розвантаження вихідна напруга поверталась у нульове положення, що свідчить про відсутність в'язких деформацій матеріалу балки. Отримано лінійну залежність апроксимації даних з достовірністю апроксимації  $R^2$  (рис.3.5). Аналіз даних показує відсутність явища гістерезису.

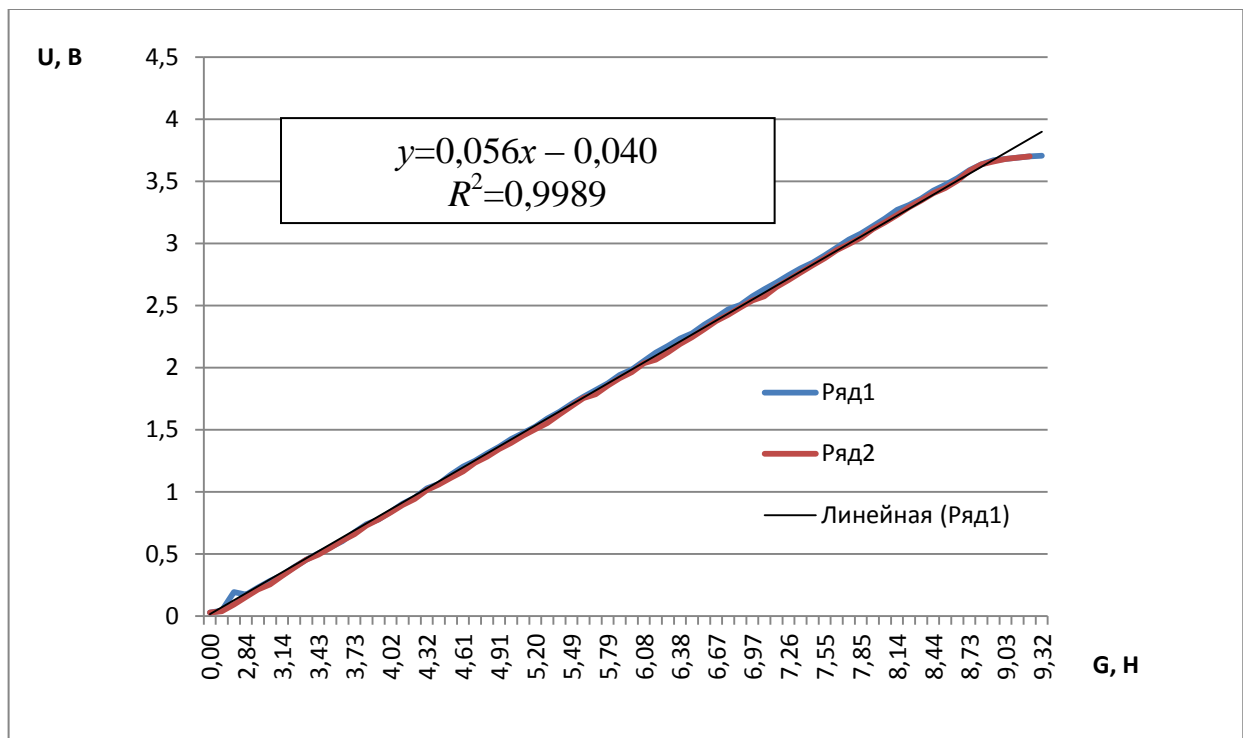


Рисунок 3.5 – Калібрувальний графік тензометричної балки ( $U=f(G)$ )

### 3.2.2 Методика тарування пружини

Для визначення коефіцієнта жорсткості пружини проведено її тарування. За отриманими даними побудовано графік залежності деформації пружини  $L$  (мм) від сили стиску  $G$  (Н) (рис. 3.6). Отримано лінійну залежність. Відповідно, прикладену силу навантажувально-розвантажувальним пристроєм 4 (рис. 3.2), яка через пружину 5 (рис. 3.2) передається на жорстко закріплену консольну тензометричну балку 6 (рис. 3.2), можна визначити за отриманим тарувальним графіком (рис. 3.6), вимірявши видовження  $L$  пружини.

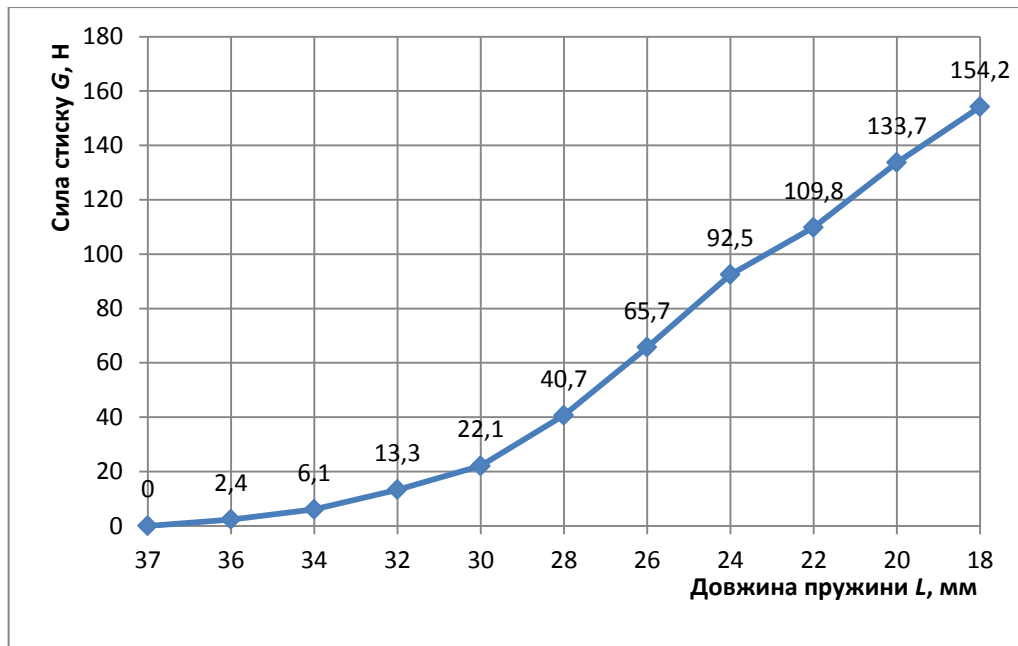


Рисунок 3.6 – Тарувальний графік пружини ( $G=f(L)$ )

Для вводу аналогової інформації, що надходить з первинних перетворювачів, використовуємо блок вводу-виводу фірми National Instruments USB-6008.

Блок-діаграма приладів виміральної системи подана на рис. 3.7.

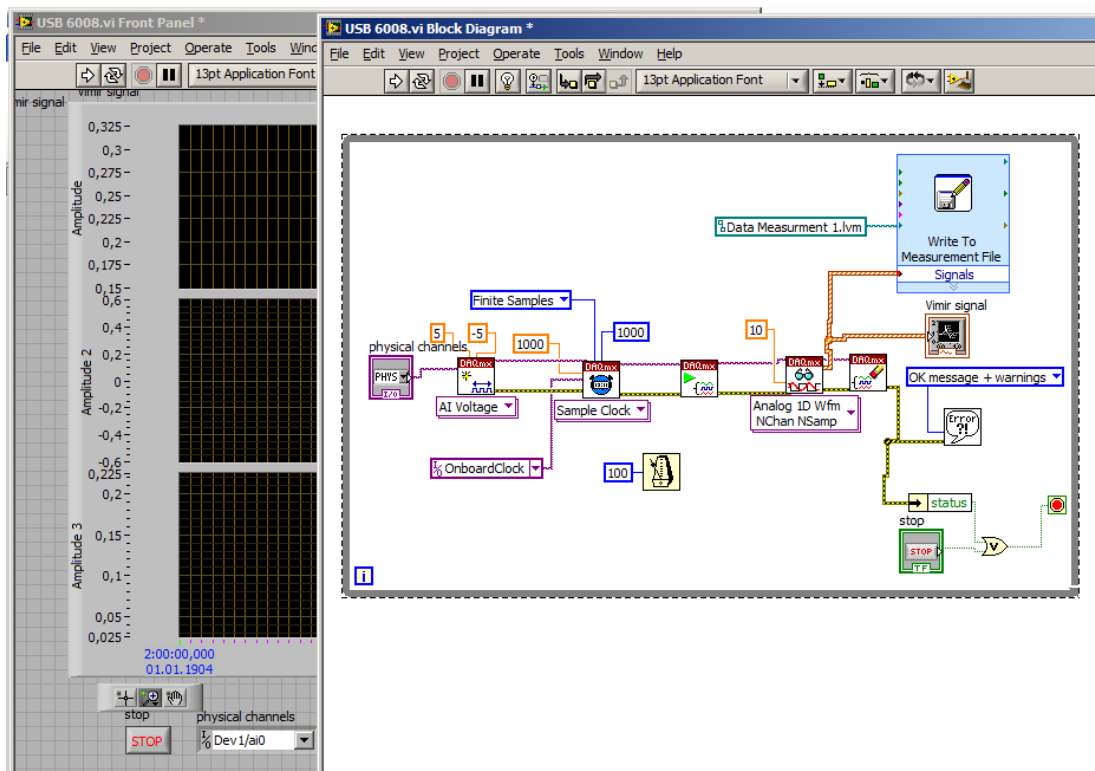


Рисунок 3.7 – Блок-діаграма приладів виміральної системи



### 3.3 Експериментальна установка для дослідження двороторної вакуумної помпи

Експериментальна вакуумна помпа двороторного типу, як досліджуваний елемент, є складовою лабораторної установки (рис. 3.8) [127]. Вакуумна помпа 5, приводиться в дію електродвигуном змінного струму 10 через з'єднувальну муфту 8. Змащування поверхні роторів проходить за допомогою природньої циркуляції змащуваної рідини. З закритої місткості 7 рідина, за рахунок створеного вакууму у помпі, подається через трубку до внутрішнього простору помпи, змащуючи поверхні роторів, стікає в резервуар 8 з якого рідина по трубопроводі повертається у місткість 9. Частоту обертання двигуна змінювали частотним приводом CFM210 - 3. Кількість повітря застосованого повітря для створення вакуумметричного тиску вимірювали витратоміром КИ-4840М - 6. Значення вакуумметричного тиску знімали за допомогою датчика MPX5100 - 4. Отриманий сигнал фіксували осцилографом Hantek DSO5102P 2 з наступним записом отриманих даних на ПЕОМ 1 в програмному середовищі Labview.

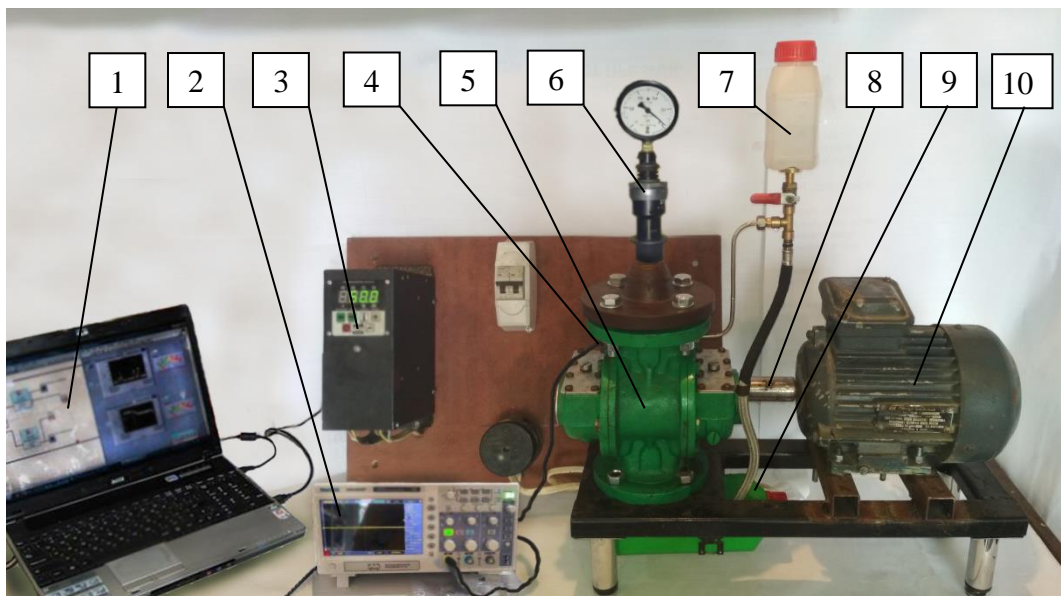


Рисунок 3.8 – Загальний вигляд лабораторної установки з експериментальною вакуумною помпою

Ротори вакуумної помпи виконані з гумовими вставками (рис. 3.9), виготовлені у вигляді еластичних пластин, забезпечують щільність пар тертя ковзання у широкому діапазоні кутових швидкостей в середовищі змащувально-охолоджувальних рідин.



Рисунок 3.9 – Загальний вигляд роторів вакуумної помпи

Порожнина робочої камери дворотної вакуумної помпи з'єднувалась з давачем тиску МРХ5100 за допомогою отвора в тілі статора.

В результаті експериментальних досліджень фаз розподілу повітря двороторної вакуумної помпи були отримані динамічні залежності (рис. 3.10), що характеризують зміну вакуумметричного тиску в робочій камері від кута повороту роторів вакуумної помпи за різних частот обертання ротора та значень вакуумметричного тиску.

Аналіз експериментальних даних показує, що характер динамічного розподілу вакуумметричного тиску однаковий при будь-якій частоті обертання ротору та змінюється з однаковою періодичністю. Дане спостереження свідчить про стабільність роботи експериментальної двороторної вакуумної помпи на різних режимах.



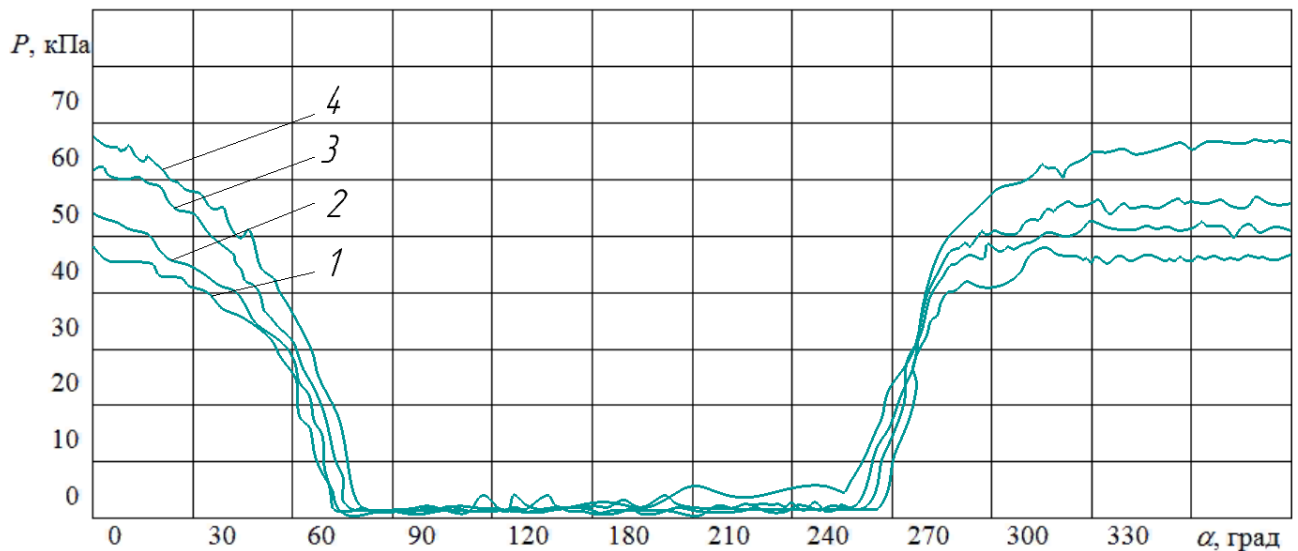


Рисунок 3.10 – Залежність зміни вакуумметричного тиску вакуумного насоса від кута повороту ротора за різних частот його обертання  $n$  та значеннях вакуумметричного тиску у всмоктувальному вікні  $P$ : 1 -  $n = 1000$  об/хв.,  $P = 48,5$  кПа; 2 -  $n = 1600$  об/хв.,  $P = 54,3$  кПа; 3 -  $n = 2400$  об/хв.,  $P = 63,3$  кПа; 4 -  $n = 3000$  об/хв.,  $P = 68,2$  кПа

З отриманих даних можна стверджувати, що розрахований теоретично вакуумметричний тиск знаходиться у довірчому коридорі експериментальних досліджень. Кореляція теоретичних та експериментальних даних складає 0,88. Це дає змогу стверджувати, що теоретичне рівняння розподілу вакуумметричного тиску помпи від кута повороту роторів є справедливим за будь-якого значення частоти обертання ротора для заданого значення вакуумметричного тиску.

### 3.4 Методика експериментальних досліджень коефіцієнта тертя

Підтвердження результатів теоретичних досліджень коефіцієнта тертя потребувало проведення планованого факторного експерименту. Згідно теоретичних досліджень (див. пункти 2.5; 2.5.1) основними факторами, які впливають на зміну коефіцієнта тертя у є зусилля  $F_H(x_1)$  і кількість обертів роторів  $n(x_2)$ .

Експериментальне визначення наведеного вище критерію відгуку (коефіцієнта тертя) доцільно провести із використанням двофакторного планованого експерименту на п'яти рівнях із трикратною повторюваністю дослідів. В такому разі, кількість дослідів визначається за формулою [139-141; 144]:

$$N = n^k, \quad (3.1)$$

де  $n$  – кількість рівнів зміни фактора, приймаємо  $n = 5$ ;

$k$  – кількість факторів, приймаємо  $k = 2$ .

Кількість дослідів становитиме:

$$N = 5^2 = 25.$$

Таблиця 3.1 – Матриця планованого двофакторного експерименту

№ дослідів	Рівні факторів		Коефіцієнт тертя
	$x_1$	$x_2$	
1	2	3	4
1	-1	+1	$y_1$
2	-0,57	+0,4	$y_2$
3	0	0	$y_3$
4	+0,57	-0,4	$y_4$
5	+1	-1	$y_5$
6	-1	-1	$y_6$
7	-0,57	-0,4	$y_7$
8	0	-0,4	$y_8$
9	+0,57	+0,4	$y_9$
10	+1	+1	$y_{10}$
11	-1	-0,4	$y_{11}$
12	-0,57	+1	$y_{12}$
13	-1	0	$y_{13}$
14	+0,57	-1	$y_{14}$
15	-0,57	0	$y_{15}$
16	+0,57	0	$y_{16}$

Кінець таблиці 3.1

1	2	3	4
17	+1	-0,4	$y_{17}$
18	+1	0	$y_{18}$
19	-1	+0,4	$y_{19}$
20	-0,57	-1	$y_{20}$
21	0	-1	$y_{21}$
22	0	+0,4	$y_{22}$
23	+1	+0,4	$y_{23}$
24	0	+1	$y_{24}$
25	+0,57	+1	$y_{25}$

Взявши до уваги трикратну повторюваність кожного дослідю, загальна їх кількість становитиме:

$$\sum N = 25 \cdot 3 = 75 \text{ дослідів}$$

Матриця планованого експерименту приведена в табл. 3.1, а результати експериментальних даних подано в додатку Е.

Вибір меж значень факторів проводили на сонові реальних режимів роботи вакуумної системи доїльної установки. Інтервали варіювання, кодування факторів та подальша обробка отриманих експериментальних значень проводилась згідно існуючих загальноприйнятих методик [139-142].

Перехід від натуральних значень факторів до кодованих проводили за формулою [139; 143]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{0i}}{\varepsilon}, \quad (3.2)$$

де  $x_i$  – кодоване значення фактора (безрозмірна величина), верхній рівень позначається як +1, нижній як -1 (в центрі експерименту нульовий рівень);

$X_i$  – натуральне значення фактора (розмірна величина);

$X_{0i}$  – натуральне значення фактора на нульовому рівні;

$\varepsilon$  – інтервал варіювання.

Інтервал варіювання визначається за формулою [139; 143]:

$$\varepsilon = \frac{x_i^g - x_i^H}{2}, \quad (3.3)$$

де  $x_i^g, x_i^H$  – значення  $i$ -го фактора на верхньому і нижньому рівні відповідно.

Виходячи з результатів теоретичних досліджень (див. пункт 2.3), вибрали рівні факторів (табл. 3.2) і їх кодовані значення.

Таблиця 3.2 – Рівні варіювання факторів та їх кодовані значення

$n$	–	об/хв	3000	2400	2000	1600	1000
–	$x_1$	–	+1	+0,4	0	-0,4	-1
$F_N$	–	$H$	135	120	100	80	65
–	$x_2$	–	+1	+0,57	0	-0,57	-1

Метою дослідження є отримання математичної залежності між факторами та критеріями відгуку – коефіцієнтом тертя. В якості математичної моделі доцільно прийняти функцію типу:

$$y = f(n, F_n). \quad (3.4)$$

Для представлення даної кореляційної залежності використано поліном у вигляді [139; 143]:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i<j}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2, \quad (3.5)$$

де  $y$  – функція відгуку;

$b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii}$  – коефіцієнти кореляційної залежності;

$x_1, x_2$  – кодовані значення факторів;

$i, j$  – номери факторів.

Апроксимація процесу, що розглядається здійснена з використанням лінійної частина кореляційної залежності (3.5):

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2, \quad (3.6)$$

при її неадекватності – квадратична:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{12}x_1x_2. \quad (3.7)$$

Використовуючи відому методика, визначаємо коефіцієнти рівняння регресії  $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii}$  за формулами [139, 142, 143]:

$$b_0 = k_1(n) \sum_{g=1}^N \bar{y}_g - k_2(n) \sum_{i=1}^n \sum_{g=1}^N x_{ig}^2 \bar{y}_g, \quad (3.8)$$

$$b_i = k_3(n) \sum_{g=1}^N x_{ig} \bar{y}_g, \quad (3.9)$$

$$b_{ij} = k_4(n) \sum_{g=1}^N x_{ig} x_{jg} \bar{y}_g, \quad (3.10)$$

$$b_{ii} = k_5(n) \sum_{g=1}^N x_{ig}^2 \bar{y}_g + k_6(n) \sum_{i=1}^n \sum_{g=1}^N x_{ig}^2 \bar{y}_g - k_7(n) \sum_{g=1}^N \bar{y}_g, \quad (3.11)$$

де  $k_i(n)$  – табличні значення коефіцієнтів, які стосуються конкретного плану факторного експерименту та області планування;

$N$  – кількість дослідів.

Також коефіцієнти рівняння регресії можливо розрахувати із використанням програмного забезпечення Statistica 12 від StatSoft inc.

Статистичне опрацювання, отриманих в результаті проведених експериментів результатів, провели за відомою методикою [139, 140, 142, 143].

Для оцінки відтворюваності дослідів використали критерій Кохрена (G-критерій), оскільки всі досліді мають однакову повторюваність.

За умови [139; 143]:

$$G_p \leq G_T, \quad (3.12)$$

де  $G_T$  – табличне значення критерію Кохрена, що визначається для ступеня вільності  $f_1=m-1$ ,  $f_2=N$  і рівня значимості  $q$  (в технічних розрахунках приймають 5%-й рівень значимості  $q = 0,05$ );

$G_p$  – розрахункове значення критерію Кохрена.

Проведені досліді є відтворюваними. Якщо ж виконується умова [139; 143]:

$$G_p > G_T, \quad (3.13)$$

досліді є не відтворюваними.

Розрахункове значення критерію визначаємо з виразу [139; 143]:

$$G_p = \frac{S_{n \max}^2}{\sum_{n=1}^N S_{ni}^2}, \quad (3.14)$$

де  $S_{n \max}^2$  – максимальне значення порядкової дисперсії у досліді;

$S_{ni}^2$  – порядкова дисперсія, яка визначається за формулою:

$$S_{ni}^2 = \frac{\sum_{n=1}^N (y_i - y_c)^2}{m-1}, \quad (3.15)$$

$$y_c = \frac{\sum_{n=1}^m y_i}{m}, \quad (3.16)$$

де  $m$  – кількість дослідів, що повторюються (повторюваність дослідів).

Для виявлення впливу факторів на критерій оптимізації необхідно провести оцінку значимості коефіцієнтів за допомогою критерію Стьюдента ( $t$  – критерій).

Визначаємо розрахункове значення  $t$  – критерію по формулі [139; 143]:

$$t_{ip} = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}, \quad (3.17)$$

де  $S_{b_i}$  – середньоквадратична похибка коефіцієнта регресії.

Значимість коефіцієнтів регресії перевіряємо за умовою:

$$t_{ip} > t_m, \quad (3.18)$$

де  $t_m$  – табличне значення критерію, знайдене для вибраної величини значимості (0,95) й ступеня свободи  $fn=N \cdot (m-1)$ ;

де  $N$  – кількість дослідів (рядків в матриці плану);

$m$  – кількість повторностей одного дослідів.

Дисперсію коефіцієнтів регресії розраховуємо за формулою [139, 143]:

$$S_{b_i}^2 = \frac{S_z^2}{N}, \quad (3.19)$$

де  $S_z^2$  – головна дисперсія, що залежить лише від похибки дослідів та кількості дослідів.

Головну дисперсію розраховується за формулою [139, 143]:

$$S_z^2 = \frac{\sum_{i=1}^N S_n^2}{N}. \quad (3.20)$$

Використовуючи відомий метод [139-143], визначається придатність рівняння регресії для опису реальної залежності критерію оптимізації від

факторів. Адекватність кореляційної моделі, відповідно до нього, визначається за допомогою критерію Фішера ( $F$ -критерію). Для цього порівнюємо дві дисперсії – одна характеризує розсіювання середніх дослідних даних  $\bar{y}_{ci}$  відносно значень другої – змінної величини  $\hat{y}_{pi}$ , що розраховані за допомогою знайденого рівняння регресії (передбачувані значення). Цю дисперсію адекватності й визначають з виразу [139-143]:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\hat{y}_{pi} - \bar{y}_{ci})^2}{N - d}, \quad (3.21)$$

де  $\bar{y}_{ci}$  – середнє значення змінної, отримане дослідним шляхом;

$\hat{y}_{pi}$  – середнє значення змінної, отримане розрахунковим шляхом;

$d$  – кількість значущих коефіцієнтів у рівнянні регресії.

Оцінку адекватності моделі визначаємо згідно умов:

$$F_p \leq F_T \text{ – модель адекватна;}$$

$$F_p > F_T \text{ – модель не адекватна,} \quad (3.22)$$

де  $F_T$  – табличне значення  $F$ -критерію, визначене для заданого значення значимості і ступеня вільності головної дисперсії  $f_1=N-d$  та дисперсії адекватності  $f_2=N \cdot (m-1)$ .

Розрахункове значення критерію Фішера  $F_{роз}$  визначаємо зі співвідношення [139, 143]:

$$F_{роз} = \frac{S_{ad}^2}{S_2^2}. \quad (3.23)$$

### **3.5 Методика експериментального дослідження відкачувальної характеристики вакуумної помпи**

Підтвердження результатів теоретичних досліджень відкачувальної характеристики вакуумної помпи потребувало проведення планованого



факторного експерименту. Згідно теоретичних досліджень (див. пункт 2.4) основними факторами, які впливають на зміну коефіцієнта тертя  $\mu$  є вакууметричний тиск  $P_H(x_1)$  та кількість обертів роторів  $n(x_2)$ .

Експериментальне визначення наведеного вище критерію доцільно провести із використанням повного факторного експерименту при двох факторах на п'яти рівнях із трикратною повторюваністю дослідів.

Кількість дослідів згідно залежності (3.1) становитиме:

$$N = 5^2 = 25.$$

Взявши до уваги трикратну повторюваність кожного дослідів, загальна їх кількість становитиме:

$$\sum N = 25 \cdot 3 = 75 \text{ дослідів}$$

Матриця планованого експерименту приведена в табл. 3.3, а результати експериментальних даних подано в додатку Ж.

Інтервали варіювання, кодування факторів та подальша обробка отриманих експериментальних значень проводилась згідно існуючих загальноприйнятих методик [139-142].

Таблиця 3.3 – Матриця повного планованого експерименту на п'яти рівнях при двох факторах для відкачувальної характеристики вакуумної помпи

№ дослідів	Рівні факторів		Відкачувальна характеристика
	$x_1$	$x_2$	
1	2	3	4
1	-1	+1	$y_1$
2	-0,4	+0,4	$y_2$
3	0	0	$y_3$
4	+0,4	-1	$y_4$
5	+1	-0,4	$y_5$
6	0	-1	$y_6$

Кінець таблиці 3.3

1	2	3	4
7	-1	-0,4	$y_7$
8	+1	0	$y_8$
9	+0,4	+0,4	$y_9$
10	+1	+1	$y_{10}$
11	-1	0	$y_{11}$
12	-0,4	-1	$y_{12}$
13	+1	+0,4	$y_{13}$
14	0	+1	$y_{14}$
15	+0,4	-0,4	$y_{15}$
16	+1	-1	$y_{16}$
17	-0,4	+1	$y_{17}$
18	0	+0,4	$y_{18}$
19	0	-0,4	$y_{19}$
20	+0,4	+1	$y_{20}$
21	-1	+0,4	$y_{21}$
22	-0,4	-0,4	$y_{22}$
23	-1	-1	$y_{23}$
24	-0,4	0	$y_{24}$
25	+0,4	0	$y_{25}$

У таблиці 3.4 приведено рівні варіювання факторів та їх кодовані значення.

Таблиця 3.4 – Рівні варіювання факторів та їх кодовані значення

Фактор	Позначення	Розмірність	Рівні факторів				
			верхній		нульовий		нижній
			Кодовані значення				
			+1	+0,4	0	-0,4	-1
$n$	$x_1$	об/хв	3000	2400	2000	1600	1000
$P_H$	$x_2$	кПа	80	62	50	38	20

Опрацювання результатів експерименту, виведення кореляційної залежності, перевірка на адекватність, значимість коефіцієнтів регресії та відтворюваність експерименту проводили за методикою наведеною у пункті 3.4 згідно залежностей (3.2)-(3.23).

### 3.6 Методика експериментального дослідження потужності приводу

Для оцінки потужності приводу двороторної вакуумної помпи нами проведено повнофакторний планований експеримент. Основними факторами були вакууметричний тиск  $P_H(x_1)$  і кількість обертів роторів  $n(x_2)$ .

Критерієм відгуку була потужність приводу вакуумної помпи. Рівні варіювання факторів вибрали, враховуючи ефективну область відкачувальної характеристики. Максимальні значення відкачувальної характеристики вакуумної помпи є межі вакууметричного тиску від 50 кПа до 62 кПа і числа обертів ротора від 1600 об/хв до 2400 об/хв.

Відповідно, експериментальне визначення критерію відгуку (потужність приводу) доцільно провести з застосуванням повного планованого експерименту на трьох рівнях  $x$  при двох факторах з трикратною повторюваністю дослідів.

Кількість дослідів, згідно залежності (3.1), становитиме:

$$N = 3^2 = 9.$$

Враховуючи трикратну повторюваність, сумарна кількість дослідів становитиме:

$$\sum N = 9 \cdot 3 = 27 \text{ дослідів.}$$

Матриця планованого експерименту приведена в табл. 3.5, а результати експериментальних даних подано в додатку Л.

Таблиця 3.5 – Матриця повного факторного планованого двофакторного експерименту на трьох рівнях при двох факторах

№ дослідю	Рівні факторів		Потужність приводу
	$x_1$	$x_2$	$y$
1	0	+1	$y_1$
2	+1	-1	$y_2$
3	-1	0	$y_3$
4	0	0	$y_4$
5	+1	0	$y_5$
6	-1	-1	$y_6$
7	+1	+1	$y_7$
8	-1	+1	$y_8$
9	0	-1	$y_9$

Рівні варіювання факторів та їх кодовані значення наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Рівні варіювання факторів та їх кодовані значення

Фактор	Позначення	Розмірність	Рівні факторів			Інтервал варіювання $\epsilon$
			верхній	нульовий	нижній	
			Кодові значення			
			+1	0	-1	
$n$	$x_1$	об/хв	2400	2000	1600	600
$P_H$	$x_2$	кПа	62	50	38	12

Опрацювання результатів експерименту, виведення кореляційної залежності, перевірка на адекватність, значимість коефіцієнтів регресії та відтворюваність експерименту проводили за методикою наведеною у пункті 3.4 згідно залежностей (3.2)-(3.23).

### **Висновки до 3 розділу**

1. Розроблена лабораторна установка і вакуумна помпа для дослідження коефіцієнта тертя, відкачувальної характеристики і потужності приводу роторів з використанням тензорезистивних давачів.
2. Запропонована методика визначення коефіцієнта тертя з використанням води для змащування поверхні тертя роторів.
3. Розроблена методика і проведено калібрування тензометричної балки для експериментального визначення коефіцієнта тертя.

## РОЗДІЛ 4

### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДВОРОТОРНОЇ ВАКУУМНОЇ ПОМПИ

#### 4.1 Результати проведення експериментальних досліджень коефіцієнта тертя вакуумної помпи

У відповідності до розробленої методики (п. 3.3) було реалізовано планований експеримент дослідження коефіцієнта тертя вакуумної помпи. Отримані експериментальні дані опрацьовано та приведено в додатку Е.

Експериментальні дані апроксимували, як рівняння регресії другого порядку (3.5), де:  $x_1$  – величина зусилля  $F_n$ , а  $x_2$  – частота обертання роторів  $n$ . Критерієм відгуку є коефіцієнт тертя-ковзання  $f_T$  вакуумної помпи.

Перевірка умови відтворюваності дослідів здійснювалась згідно залежності (3.12) [139, 143].

Ступені вільності для табличного значення критерію  $G_T$ :

для чисельника

$$f_1 = C - 1, \quad (4.1)$$

для знаменника

$$f_2 = N, \quad (4.2)$$

де  $C$  – кількість повторностей дослідів.

Отже,  $f_1 = 3 - 1 = 2$  і  $f_2 = 25$  і  $G_T = 0,2354$  [139]

Розрахункове значення критерію Кохрена (3.14) становить:

$$G_p = \frac{7,233 \cdot 10^{-7}}{1,781 \cdot 10^{-5}} = 0,040612,$$

що менше від табличного значення критерію Кохрена ( $G_T = 0,2354$ ) – досліді відтворюватимуться.

Розрахунок коефіцієнтів рівняння регресії провели за відомою методикою, описаною в 3 розділі та приведені в натуральних значеннях.

Рівняння регресії що характеризує залежність коефіцієнта тертя-ковзання від величини зусилля та частоти обертання роторів в натуральних значеннях має вигляд:

$$f_T = 0,0434 + 0,0003 \cdot F_n - 1,4934 \cdot 10^{-5} \cdot n - 5,2258 \cdot 10^{-7} \cdot F_n^2 - 3,0716 \cdot 10^{-8} \cdot F_n \cdot n + 2,957 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 \quad (4.3)$$

Наступний етап передбачає оцінку значимості коефіцієнтів регресії. Для цього визначаємо середню дисперсію  $S^2$  за формулою (3.20) [139]:

$$S^2 = \frac{1,15138 \cdot 10^{-3}}{25} = 4,6055 \cdot 10^{-5}.$$

і дисперсію у визначенні коефіцієнтів регресії  $S_A^2$  [139, 143]:

$$S_A^2 = \frac{S^2}{N \cdot m}, \quad (4.4)$$

де  $N$  – кількість дослідів (рядків в матриці плану);

$m$  – кількість повторностей одного дослідів.

$$S_A^2 = \frac{4,6055 \cdot 10^{-5}}{25 \cdot 3} = 6,14066 \cdot 10^{-7}.$$

Табличне значення  $t$ -критерій Стьюдента визначаємо для рівня значимості 0,95 та ступеня свободи  $fn=N \cdot (c-1)$ , де  $N$  – кількість дослідів (рядків у матриці плану).

$$fn = 25 \cdot (3-1) = 50.$$

Табличне значення критерію становить  $t = 2,010$  [139, 143].

Якщо  $|b_i| > S_A t$  – коефіцієнт значимий і член з даним коефіцієнтом суттєво впливає на критерій відгуку [139, 143].

Вираз  $S_A \cdot t = 1,2343 \cdot 10^{-6}$ . Провівши порівняння кожного коефіцієнту (табл. 4.1), бачимо суттєвий вплив величини зусилля  $F_H$  на коефіцієнт тертя ковзання та незначний вплив частоти обертання роторів  $n$ .

Таблиця 4.1 – Значення коефіцієнтів рівняння регресії

Коефіцієнти регресії	
$b_0$	$4,34 \cdot 10^{-2}$
$b_1$	$3 \cdot 10^{-4}$
$b_2$	$-1,4934 \cdot 10^{-5}$
$b_{12}$	$-3,07 \cdot 10^{-8}$
$b_{11}$	$-5,2258 \cdot 10^{-7}$
$b_{22}$	$2,957 \cdot 10^{-9}$

Адекватність рівняння регресії для опису реальної залежності критерію оптимізації від факторів визначали відомим методом [139-143]. Для цього необхідно визначити критерій Фішера ( $F$ -критерію).

Розрахункове значення  $F$ -критерію визначаємо за формулою (3.23). Дисперсію адекватності розраховуємо за формулою (3.21):

$$S_{ad}^2 = \frac{0,0003719}{25 - 4} = 1,7709 \cdot 10^{-5};$$

$$F_{роз} = \frac{1,7709 \cdot 10^{-5}}{4,6055 \cdot 10^{-5}} = 0,38451.$$

Розрахункове значення  $F_{роз}$  становить 0,38451.

Для визначення табличного значення  $F$ -критерію розраховуємо ступінь вільності головної дисперсії  $f_1 = N - d$  та дисперсії адекватності  $f_2 = N \cdot (m - 1)$ :

$$f_1 = 25 - 4 = 21, \quad f_2 = 25 \cdot (3 - 1) = 50.$$

Табличне значення  $F_T$  – критерію становить 1,7 [139-143].



Оцінюємо адекватність моделі, підставивши розрахункове і табличне значення  $F$ -критерію у формулу (3.22):

$$0,38415 \leq 1,7.$$

Оскільки виконана умова  $F_{роз} \leq F_T$  – модель адекватна.

Графічне зображення залежності коефіцієнта тертя-ковзання приведено на рис. 4.1, 4.2.

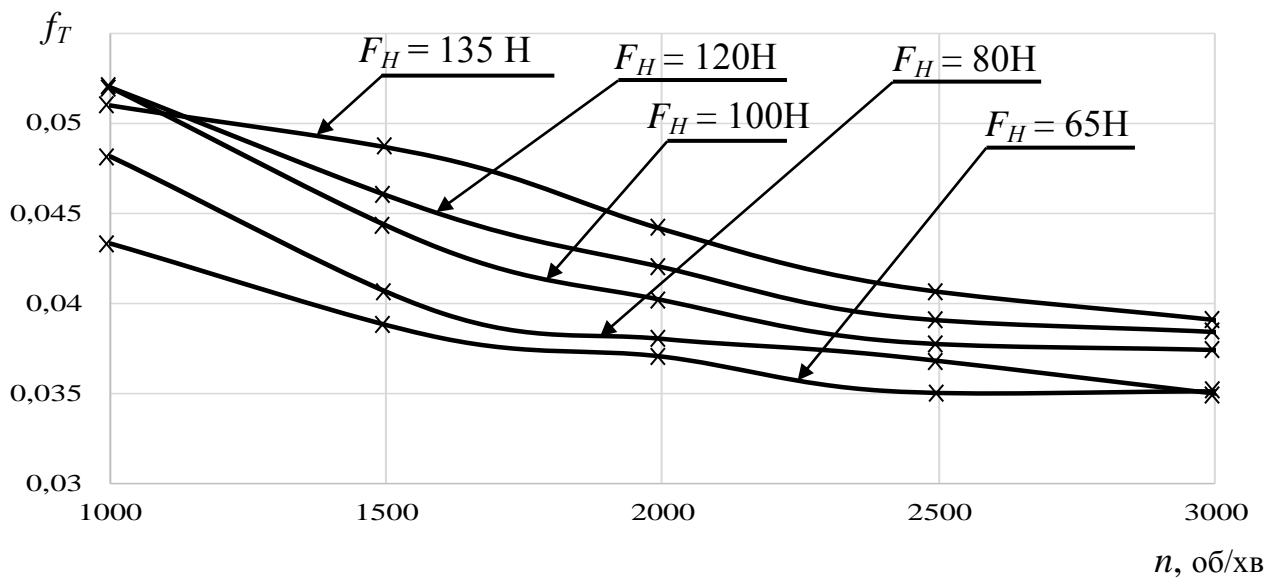


Рисунок 4.1 – Залежність коефіцієнта тертя-ковзання від величини зусилля  $F_H$  при частоті обертання роторів  $n$

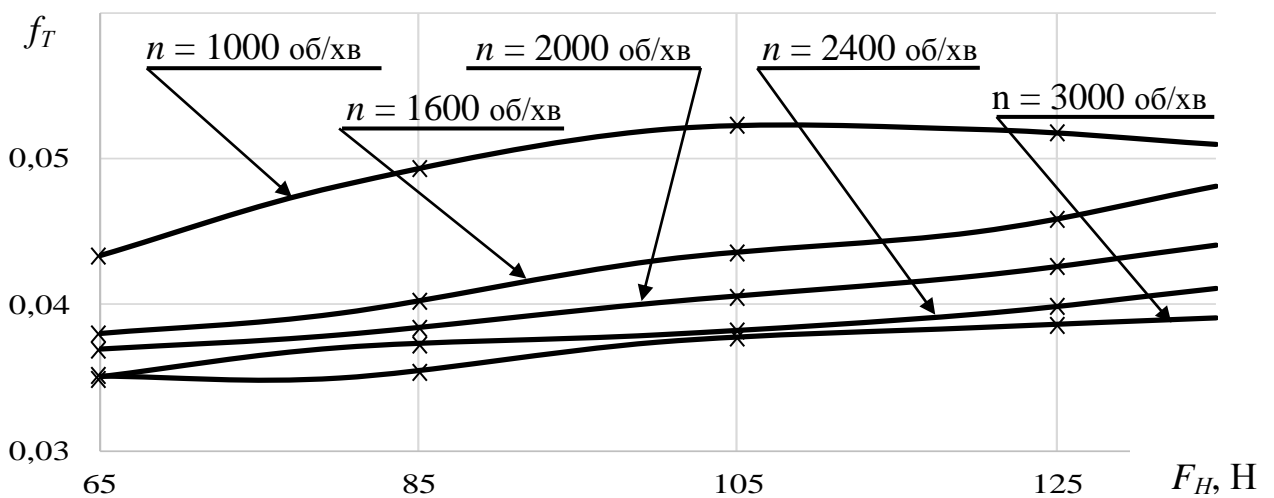


Рисунок 4.2 – Залежність коефіцієнта тертя-ковзання від частоти обертання роторів  $n$  при зусиллі  $F_H$

Аналіз графіків (рис. 4.1, 4.2) показав, що характер зміни коефіцієнту тертя-ковзання вакуумної помпи є однаковий для всього інтервалу зміни факторів. Із збільшенням частоти обертання роторів та зменшенням величини зусилля коефіцієнт тертя зменшується.

Графічне представлення рівняння регресії у вигляді тривимірної площини, приведено на рис. 4.3.

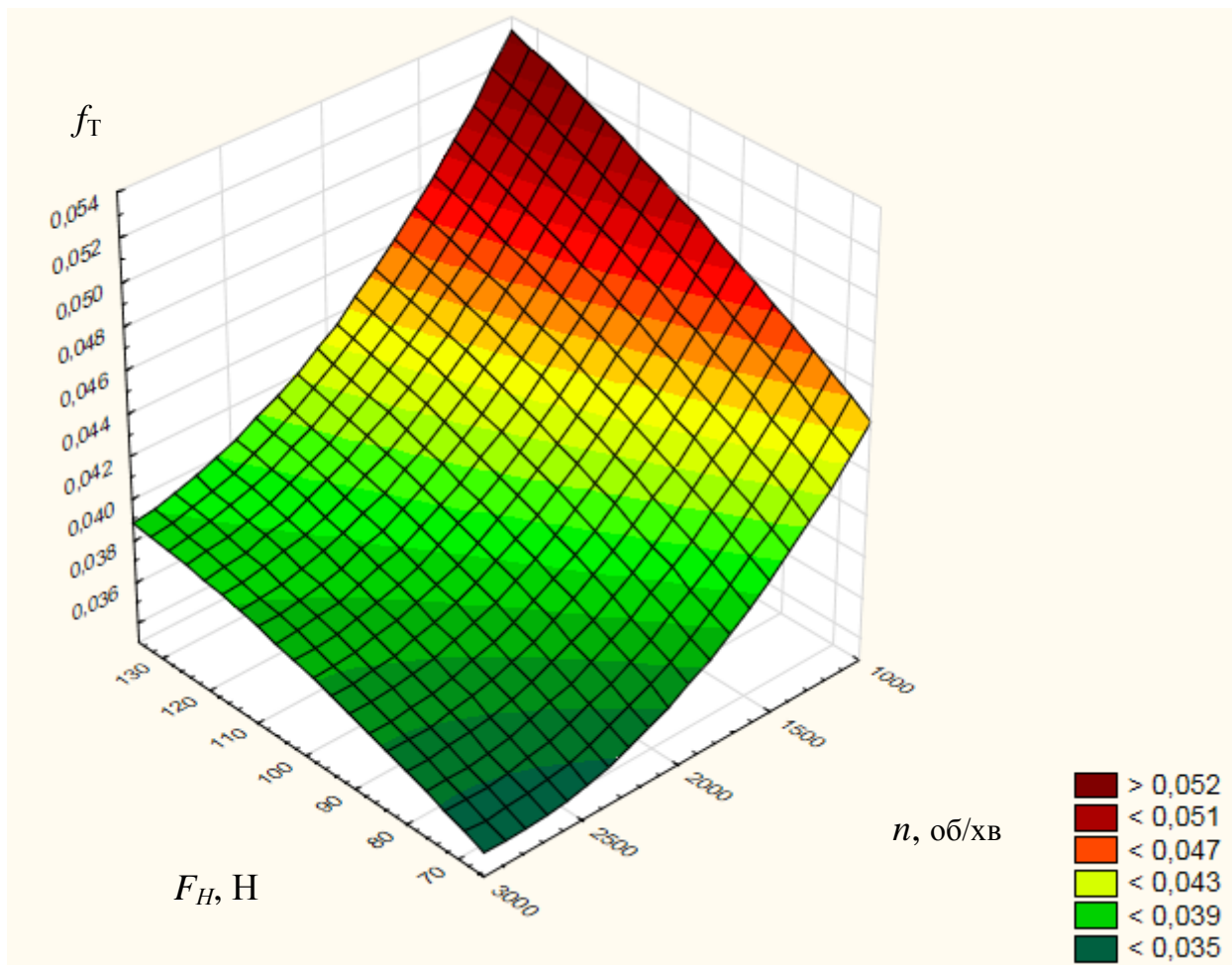


Рисунок 4.3 – Залежність коефіцієнта тертя-ковзання  $f_T$  від величини зусилля  $F_H$  і частоти обертання роторів  $n$

Як показує аналіз графіка (рис. 4.3) за величини зусилля  $F_H = 65-135$  Н і частоти обертання роторів  $n = 1000-3000$  об/хв значення коефіцієнта тертя-ковзання знаходиться в межах  $f_T = 0,035-0,052$ .

## 4.2 Результати проведення експериментального дослідження відкачувальної характеристики вакуумної помпи

Відповідно до методики, поданої в розділі 3 проведено планований експеримент дослідження відкачувальної характеристики вакуумної помпи. Результати експериментальних даних наведено в додатку К.

Апроксимацію експериментальних даних виконано у вигляді рівняння регресії другого порядку (3.5), де  $x_1$  – величина вакуумметричного тиску  $P_B$ , а  $x_2$  – частота обертання роторів  $n$ . Критерієм відгуку є відкачувальна характеристика  $Q$ .

Відтворюваність дослідів перевіряється виконанням умови (3.12) [139-143].

Для визначення табличного значення критерію  $G_T$ , визначаються ступені вільності для чисельника (4.1), і знаменника (4.2):

$$f_1 = 3 - 1 = 2 \quad \text{і} \quad f_2 = 25.$$

Розрахункове значення критерію Кохрена визначаємо за співвідношенням (3.14):

$$G_p = \frac{0,19013}{1,44099} = 0,13195.$$

Отримане значення менше від табличного ( $G_T = 0,2354$ ) [139] – досліді відтворюватимуться.

Відповідно до методики наведеної в розділі 3 розраховані коефіцієнти рівняння регресії та переведені для натуральних значень факторів. Рівняння регресії, що характеризує залежність відкачувальної характеристики від вакуумметричного тиску та частоти обертання роторів в натуральних значеннях має вигляд:

$$Q = -6,8333 + 0,2884 \cdot P_B + 0,0034 \cdot n - 0,003 \cdot P_B^2 - 2,0282 \cdot 10^{-6} \cdot P_B \cdot n - 1,0734 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \quad . \quad (4.6)$$

Значимість коефіцієнтів рівняння регресії проводять із використанням  $t$ -критерій Стюдента за відомою методикою [139] викладеною в 3 розділі. Для цього визначаємо середню дисперсію  $S^2$  (3.20) [139, 143]:

$$S^2 = \frac{21,4359}{25} = 0,8574,$$

і дисперсію у визначенні коефіцієнтів регресії  $S_A^2$  (4.5) [139, 143]:

$$S_A^2 = \frac{0,8574}{25 \cdot 3} = 0,011432.$$

Наступний крок – порівняння кожного коефіцієнта із виразом  $S_A \cdot t$ . Для цього визначаємо табличне значення  $t$ -критерію Стюдента:

$$fn = N \cdot (m - 1),$$

де  $N$  – кількість дослідів (рядків у матриці плану);

$m$  – кількість повторностей одного дослідів.

$$fn = 25 \cdot (3 - 1) = 50.$$

Табличне значення критерію становить  $t = 2,010$  [139].

Якщо виконується умова  $|b_i| > S_A \cdot t$  – коефіцієнт значимий [139, 143].

$S_A \cdot t = 0,022978$ . Проводимо порівняння кожного коефіцієнта (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнтів рівняння регресії

Коефіцієнти регресії	
$b_0$	-6,8333
$b_1$	0,2884
$b_2$	0,0034
$b_{11}$	-0,003
$b_{12}$	$-2,0282 \cdot 10^{-6}$
$b_{22}$	$-1,0734 \cdot 10^{-7}$

Перевірка придатності отриманої регресійної моделі для реальної залежності критерію оптимізації від факторів проводимо за допомогою критерій Фішера ( $F$ -критерій). Розрахункове значення  $F$ -критерію обчислюємо за формулою (3.27). Дисперсію адекватності знаходимо за формулою (3.23):

$$S_{ad}^2 = \frac{6,18465}{25-2} = 0,26889;$$

$$F_{poz} = \frac{0,26889}{0,8574} = 0,31361.$$

Для визначення табличного значення  $F$ -критерію розраховуємо ступінь вільності головної дисперсії  $f_1=N-d$  та дисперсії адекватності  $f_2=N\cdot(m-1)$ :

$$f_1=25-2=23,$$

$$f_2=25\cdot(3-1)=50.$$

Табличне значення  $F_T$  – критерію становить 1,74 [139-143].

Оцінюємо адекватність моделі, підставивши розрахункове і табличне значення  $F$ -критерію у формулу (3.22):

$$0,31741 \leq 1,74.$$

Оскільки виконана умова  $F_p \leq F_T$  – модель адекватна.

Графічне зображення залежності відкачувальної характеристики вакуумної помпи приведено на рис. 4.4, 4.5.

Графічне представлення рівняння регресії у вигляді тривимірної площини, наведено на рис. 4.6.

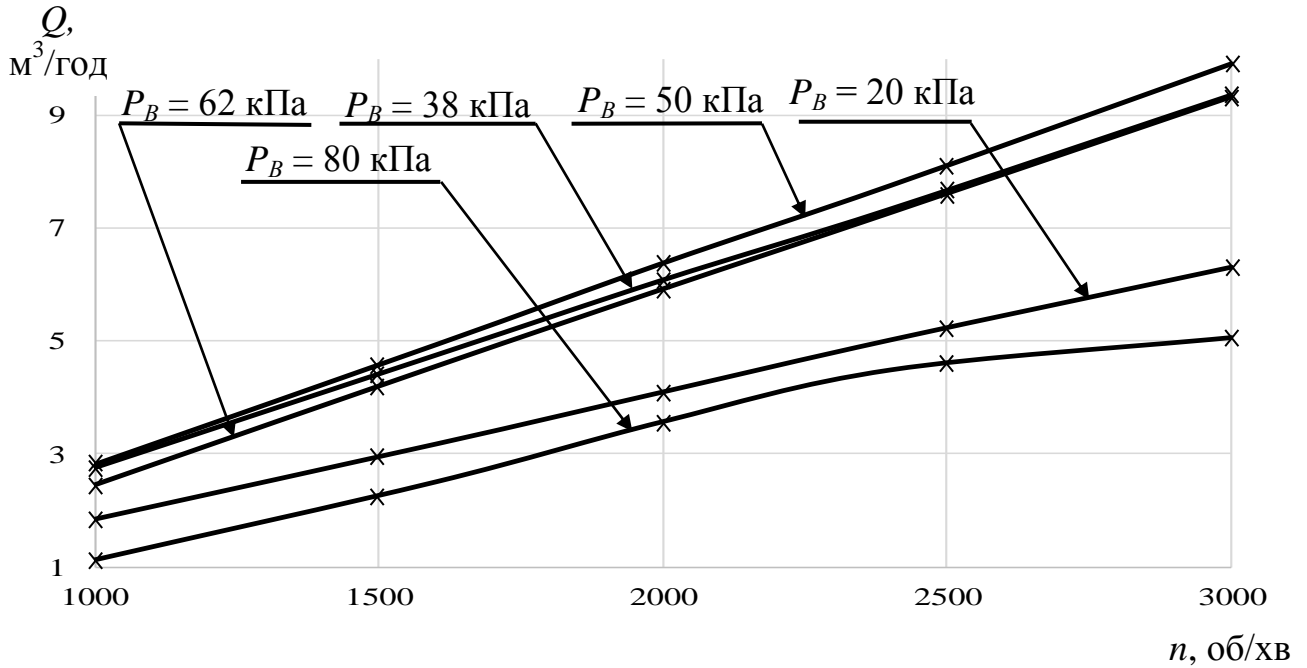


Рисунок 4.4 – Залежність відкачувальної характеристики  $Q$  вакуумної помпи від частоти обертання роторів  $n$  при вакуумметричному тиску  $P_B$

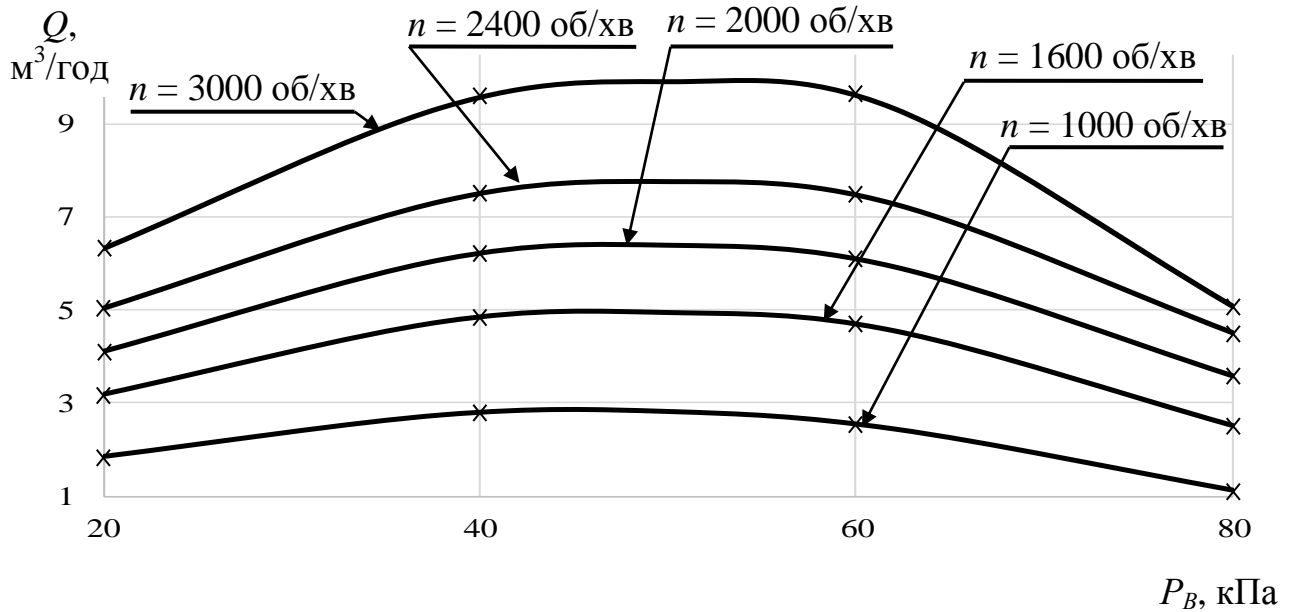


Рисунок 4.5 – Залежність відкачувальної характеристики  $Q$  вакуумної помпи від вакуумметричного тиску  $P_B$  при частоті обертання роторів  $n$

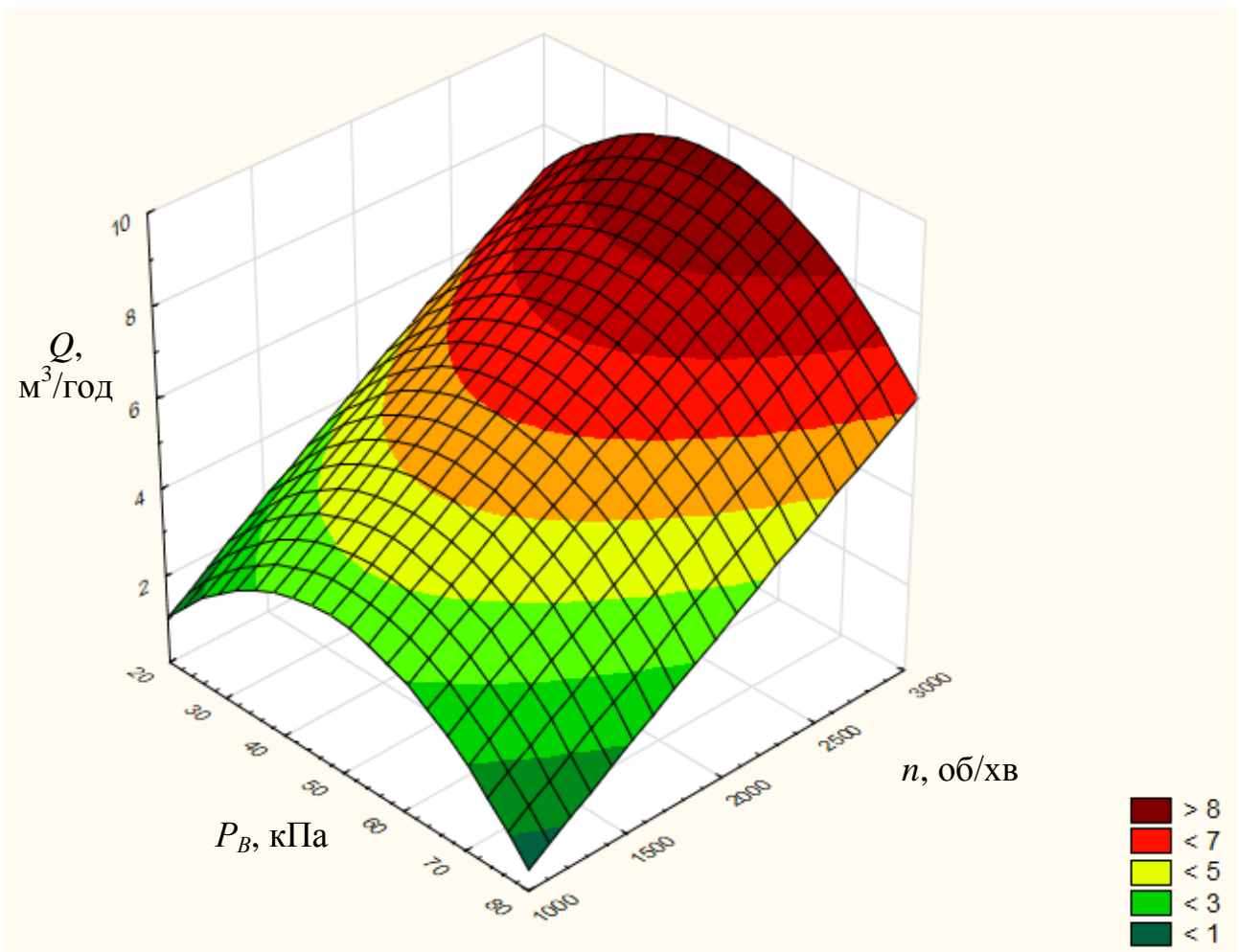


Рисунок 4.6 – Залежність відкачувальної характеристики  $Q$  вакуумної помпи від вакуумметричного тиску  $P_B$  і від частоти обертання роторів  $n$

Аналіз графіка (рис. 4.4) показує, що робочим діапазоном вакуумної помпи є вакуумметричний тиск  $P_B$  в межах від 38 до 62 кПа. За вакуумметричного тиску  $P_B = 20$  та 80 кПа спостерігається незадовільна відкачувальна характеристика вакуумної помпи. Для робочого діапазону (від 38 до 62 кПа) із збільшенням частоти обертання роторів  $n$  (від 1000 до 3000 об/хв) спостерігається зростання відкачувальної характеристики  $Q$  (від 2,4473 до 9,9117 м<sup>3</sup>/год).

Аналіз графіка (рис. 4.5) показує що із збільшенням частоти обертання роторів  $n$  зростає продуктивність вакуумної помпи. Максимальна ефективність досягається в діапазоні тисків  $P_B = 38-62$  кПа за частоти обертання роторів  $n = 3000$  об/хв та становить  $Q = 9,36-9,9117$  м<sup>3</sup>/год.

Як показує графік (рис. 4.6) за величини вакуумметричного тиску  $P_B = 20-80$  кПа та частоти обертання роторів  $n = 1000-3000$  об/хв відкачувальна характеристика вакуумної помпи знаходиться в межах  $Q = 1,1183-9,9117$  м<sup>3</sup>/год.

### 4.3 Результати проведення експериментальних досліджень потужності приводу вакуумної помпи

Використавши, подану в 3 розділі, методику, проведено планований експеримент дослідження потужності вакуумної помпи. Результати експериментальних даних наведено в додатку Л.

Апроксимацію експериментальних даних виконали у вигляді рівняння регресії другого порядку (3.5), де  $x_1$  – вакуумметричний тиск  $P_B$ ,  $x_2$  – частоти обертання роторів  $n$ . Критерієм відгуку є потужність вакуумної помпи  $N$ .

Відтворюваність дослідів на виконання умов перевірили з використанням рівняння (3.12) [139-143].

Для визначення табличного значення критерію  $G_T$ , визначаються ступені вільності для чисельника, і знаменника (3.12):

$$f_1 = 3 - 1 = 2 \text{ і } f_2 = 9.$$

Для визначення розрахункового значення критерію Кохрена використано співвідношення (3.14):

$$G_p = \frac{4,9065}{35,9615} = 0,1364.$$

Отримане значення менше від табличного ( $G_T = 0,47$ ) [139] – досліді відтворюватимуться.

Коефіцієнти рівняння регресії були розраховані і приведені для натуральних значень факторів з використанням описаної в 3 розділі методики. Рівняння регресії, яке характеризує залежність потужності вакуумної помпи від вакуумметричного тиску і частоти обертання роторів в натуральних значеннях має вигляд:



$$N = -179,9483 + 7,4048 \cdot P_B - 0,0022 \cdot n - 0,0816 \cdot P_B^2 + 0,0019 \cdot P_B \cdot n + 2,6736 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \quad (4.7)$$

Проводимо оцінку значимості коефіцієнтів регресії. Для цього визначаємо середню дисперсію  $S^2$  (3.20) [139]:

$$S^2 = \frac{704,3856}{9} = 78,2651.$$

і дисперсію у визначенні коефіцієнтів регресії  $S_A^2$  (4.5) [139, 143]:

$$S_A^2 = \frac{78,2651}{9 \cdot 3} = 2,8987.$$

Значимості коефіцієнтів регресії оцінили порівнянням кожного з них із виразом  $S_A \cdot t$ , що потребує визначення  $t$ -критерію Стьюдента для вибраного показника значимості (0,95) й ступеня свободи:

$$fn = 9 \cdot (3 - 1) = 27.$$

Табличне значення критерію становить  $t = 2,052$  [139].

Якщо виконується умова  $|b_i| > S_A \cdot t$  – коефіцієнт значимий.

$S_A \cdot t = 5,9481$ . Проводимо порівняння кожного коефіцієнта (табл. 4.3).

Аналіз табл. 4.3 показує, що найсуттєвіший вплив на зміну потужності вакуумної помпи здійснює вакуумметричний тиск.

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнтів рівняння регресії

Коефіцієнти регресії	
$b_0$	-179,9483
$b_1$	7,4048
$b_2$	-0,0022
$b_{11}$	-0,0816
$b_{12}$	0,0019
$b_{22}$	$2,673 \cdot 10^{-7}$

Наступний етап перевірка адекватності рівняння регресії. Для цього використаємо критерій Фішера ( $F$ -критерій) [139-143].

Розрахункове значення  $F$ -критерію визначаємо за формулою (3.27). Дисперсію адекватності розраховуємо за формулою (3.23):

$$S_{ad}^2 = \frac{210,8208}{9-2} = 30,1172; \quad F_{роз} = \frac{30,1172}{78,2651} = 0,3848.$$

Розрахункове значення  $F_{роз}$  становить 0,3848.

Для визначення табличного значення  $F$ -критерію розраховуємо ступінь вільності головної дисперсії та дисперсії адекватності (3.22). Табличне значення  $F$  – критерію становить 2,661 [139].

Оцінюємо адекватність моделі, підставивши розрахункове і табличне значення  $F$ -критерію у формулу (3.22):

$$0,3848 \leq 2,661.$$

Оскільки виконана умова  $F_p \leq F_T$  – модель адекватна.

Графічне зображення залежності потужності вакуумної помпи приведено на рис. 4.7 – 4.8.

Графічне представлення рівняння регресії у вигляді тривимірної площини, наведено на рис. 4.9.

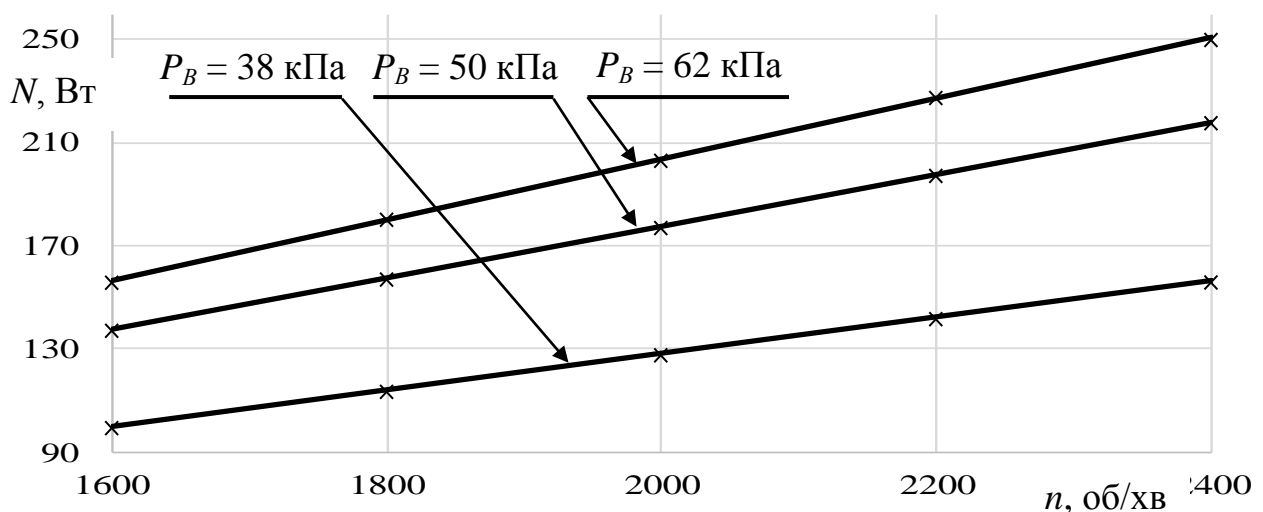


Рисунок 4.7 – Залежність потужності  $N$  вакуумної помпи від частоти обертання роторів  $n$  при вакууметричному тиску  $P_B$

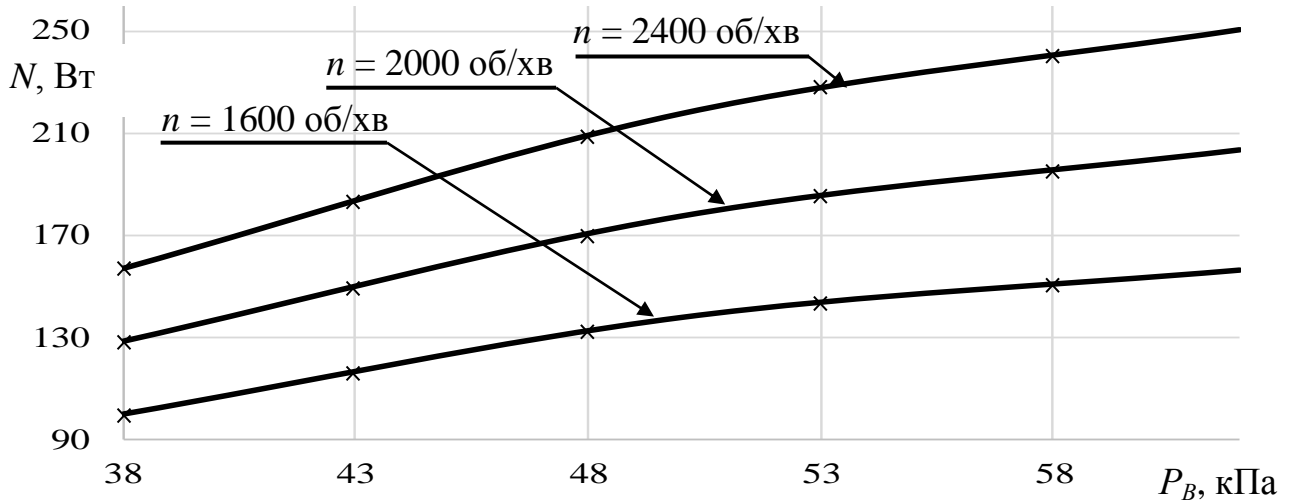


Рисунок 4.8 – Залежність потужності  $N$  вакуумної помпи від вакууметричного тиску  $P_B$  при частоті обертання роторів  $n$

Аналіз графіків (рис. 4.7, 4.8) показав, що характер зміни потужності вакуумної помпи є однаковий для всього інтервалу зміни факторів. Із збільшенням частоти обертання роторів та збільшенням величини зусилля потужність зростає.

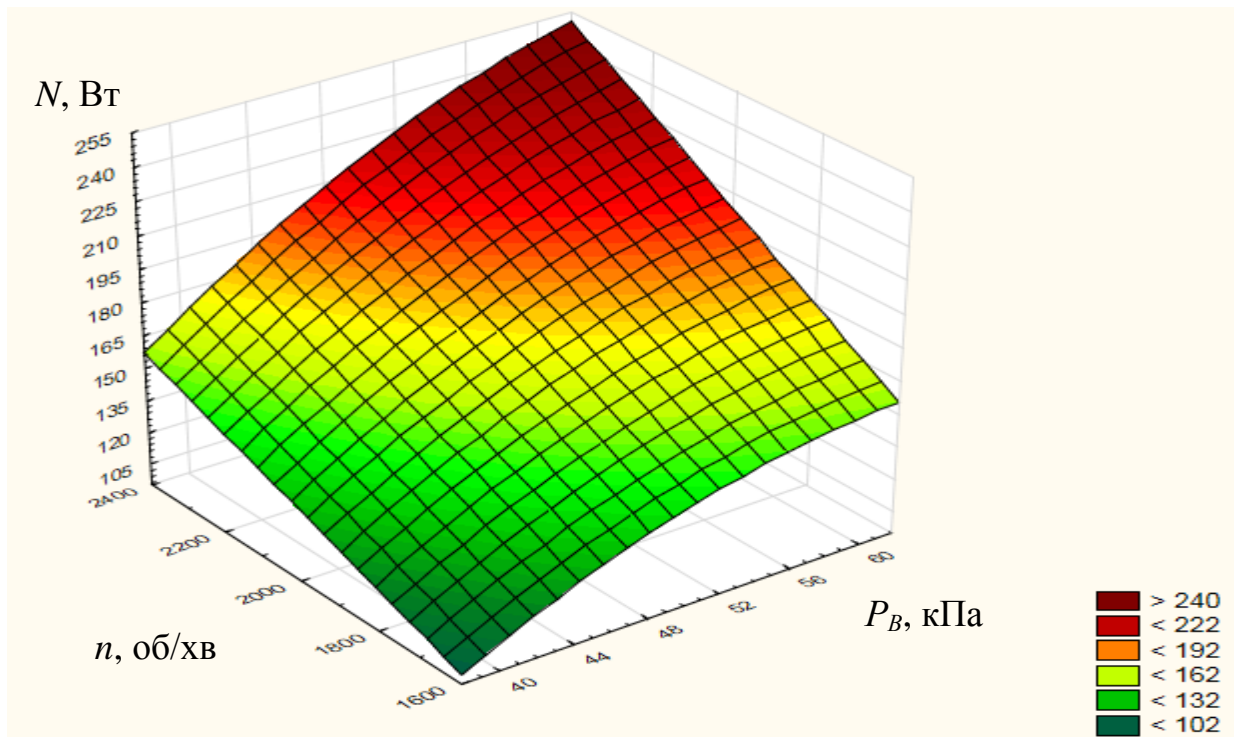


Рисунок 4.9 – Залежність потужності  $N$  вакуумної помпи від вакууметричного тиску  $P_B$  і від частоти обертання роторів  $n$

Як показує графік (рис. 4.9) за величини вакуумметричного тиску  $P_B = 38-62$  кПа та частоти обертання роторів  $n = 1600-2400$  об/хв потужність вакуумної помпи знаходиться в межах  $N_{\text{дв}} = 99,74-250,64$  Вт.

### Висновки до 4 розділу

1. Встановлено, що коефіцієнт тертя  $f_T$  вакуумної помпи зменшується зі зменшенням величини зусилля  $F_H$  та при зростанні частоти обертання роторів  $n$ . За величини зусиллі  $F_H$  від 65 до 135 Н та частоти обертання роторів  $n$  від 105 до 314 рад/с коефіцієнт тертя ковзання  $f_T$  знаходиться в межах від 0,034933 до 0,052.

2. Аналіз отриманих залежностей дозволив встановити, що робочим діапазоном вакуумної помпи є вакуумметричний тиск  $P_B$  в межах від 38 до 62 кПа за якого, із збільшенням частоти обертання роторів  $n$  від 1000 до 3000 об/хв, спостерігається зростання відкачувальної характеристики  $Q$  від 2,4473 до 9,9117 м<sup>3</sup>/год.

За вакуумметричного тиску  $P_B = 20$  та 80 кПа спостерігається недостатня відкачувальна характеристика вакуумної помпи.

3. Встановлено, що із збільшенням частоти обертання роторів  $n$  від 1600 до 2400 об/хв та зміною вакуумметричного тиску  $P_B$  від 38 до 62 кПа потужність вакуумної помпи  $N$  змінюється в межах від 99,74 до 250,6367 Вт.

## РОЗДІЛ 5

### ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДВОРОТОРНОЇ ВАКУУМНОЇ ПОМПИ

#### 5.1 Техніко-економічне обґрунтування застосування двороторної вакуумної помпи у складі індивідуальної доїльної установки

За основу розрахунків техніко-економічних показників виконання технологічного процесу машинного доїння прийнято, що індивідуальна доїльна установка використовується у ОСГ з поголів'ям – 10, середній річний надій становив 4500 кг, кратність доїння – 3. За базові варіанти прийнято індивідуальну доїльну установку УІД-10 (Україна, ТДВ «Брацлав»). Технічні характеристики розробленого і базових варіантів представлено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Технічні характеристики базового і розробленого варіантів

Показник	Базова доїльна установка УІД-10	Індивідуальна ДУ з розробленою вакуумною помпою
Тип	Пересувна	
Кількість доїл. апар., шт.	1	
Тип вакуумної помпи	Ротаційна пластинчаста без змащування	Двороторна із змащуванням водою
Продуктивність, корів/год	10	10
Робочий вакуум, кПа	$48 \pm 1$	$48 \pm 1$
Потужність двигуна, кВт	0,75	0,25
Габаритні розміри, мм:		
довжина	1150	1150
ширина	560	560
висота	770	770
Маса, кг	57	48

Річний загальний об'єм молока, що виробляється на фермі розраховується за формулою:

$$\Pi_p = N \cdot H, \quad (5.1)$$

де  $N$  – кількість голів;

$H$  – річний надій від однієї корови, л.

Для розрахунку річної тривалості роботи вакуумної системи молочно-доїльного обладнання скористаємося зазначеною залежністю:

$$t_d = \frac{\Pi_p}{60 \cdot V \cdot N_{дА}} \quad (5.2)$$

де  $V$  – швидкість молоковіддачі, л/хв.;

$N_{дА}$  – кількість доїльних апаратів.

Загальна тривалість технічного обслуговування розраховується за формулою:

$$t_T = \frac{t_d \cdot t_0}{T_{ТО}} \quad (5.3)$$

де  $t_0$  – тривалість технічного обслуговування, год;

$T_{ТО}$  – періодичність технічного обслуговування, год.

Витрати електроенергії молочно-доїльного обладнання визначаються формулою:

$$E = W \cdot t_d, \quad (5.4)$$

де  $W$  – потужність привода доїльної установки, кВт.

Річний економічний ефект  $E_p$  від впровадження індивідуальної доїльної установки із двороторною вакуумнимною помпою визначається за формулою [15, с. 137], [145-147]:

$$E_p = \Pi_B - \Pi_H + E_я, \quad (5.5)$$

де  $\Pi_B$ ,  $\Pi_H$  – сукупні експлуатаційні витрати без використання методики і комплексу приладового устаткування і з їх використанням відповідно;

$E_я$  – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості отриманого молока, грн.

Річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та

якості продукції:

$$E_{\text{я}} = C_{\text{ян}} - C_{\text{яб}}, \quad (5.6)$$

де  $C_{\text{яб}}$ ,  $C_{\text{ян}}$  – загальна вартість молока, одержаної у разі застосування без використання методики і комплекту приладового устаткування і з їх використанням відповідно.

Загальна вартість молока визначається за формулою:

$$C_{\text{я}} = P_{\text{р}} \cdot C_{\text{б}} \cdot k, \quad (5.7)$$

де  $P_{\text{р}}$  – річний надій молока у господарстві, л;

$C_{\text{б}}$  – базова ціні за 1 л молока, грн./л;

$k$  – коефіцієнт підвищення вартості отриманого молока.

Сукупні експлуатаційні витрати визначаються за формулою:

$$P_{\text{е}} = Z_{\text{д}} + Z_{\text{т}} + \Gamma + P + A + M, \quad (5.8)$$

де  $Z_{\text{д}}$  – витрати на оплату праці оператора машинного доїння, грн.

$$Z_{\text{д}} = L_{\text{д}} \cdot t_{\text{д}} \cdot r_{\text{д}} \cdot k_{\text{н}} \cdot n, \quad (5.9)$$

$L_{\text{д}}$  – кількість доярів, що обслуговують доїльну установку;

$r_{\text{д}}$  – тарифна ставка оператора машинного доїння, грн./люд. год;

$k_{\text{н}}$  – коефіцієнт доплати;

$n$  – коефіцієнт нарахувань;

$Z_{\text{т}}$  – витрати на оплату праці техніків, грн.

$$Z_{\text{т}} = L_{\text{т}} \cdot t_{\text{т}} \cdot r_{\text{т}} \cdot k_{\text{н}} \cdot n, \quad (5.10)$$

де  $L_{\text{т}}$  – кількість техніків;

$r_{\text{т}}$  – тарифна ставка техніків, грн./люд. год;

$\Gamma$  – витрати на електроенергію, грн.

$$\Gamma = C_{\text{е}} \cdot E, \quad (5.11)$$

де  $C_{\text{е}}$  – ціна 1 кВт·год електроенергії, грн.;

$P$  – витрати на технічне обслуговування, грн.

$$P = B \cdot (r_{\text{то}} + r_{\text{к}}) \cdot \frac{t_{\text{д}}}{T_{\text{то}}}, \quad (5.12)$$

де  $B$  – балансована вартість доїльної установки, грн.;

$r_{TO}$  – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт та технічне обслуговування;

$r_K$  – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

$A$  – витрати на амортизацію, грн.

$$A = \frac{B}{T}, \quad (5.13)$$

де  $T$  – термін служби доїльної установки, рік.;

$M$  – витрати на мастильні матеріали, грн.:

$$M = t_d \cdot q \cdot C_m, \quad (5.14)$$

де  $q$  – витрати на мастила, кг/год;

$C_m$  – вартість мастила, грн./кг.

Враховуючи надані вище формули, отримуємо техніко-економічні показники розробленого і базових варіантів (табл. 5.2).

Порівнюючи економічні показники базового (УІД-10) і розробленого варіантів (табл. 5.2) бачимо, що застосування розробленої двороторної вакуумної помпи зі зміщуваними ізотропними еластичними пластинами в складі індивідуальної доїльної установки УІД-10 для малої ферми на 10 корів особистого селянського господарства має економічну доцільність: річний економічний ефект 58182,4 грн в порівнянні із УІД-10 із роторно-пластинчатою помпою. Крім того, розроблена помпа має вищу надійність та простоту експлуатації, а запас потужності, який він забезпечує, дозволяє використовувати його для робіт з 2 доїльними апаратами.

Таблиця 5.2 – Порівняльна оцінка техніко-економічних показників застосування розробленого і базових варіантів

Показник	Позначення	Базова доїльна установка УІД-10	Індивідуальна доїльна уст. з розробленою вакуумною помпою
1	2	3	4
Кількість голів	N	10	10



Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4
Річний надій, л	Н	4500	4500
Загальний об'єм молока, л	Q	45000	45000
Базова ціна на молоко, грн.	Ц <sub>Б</sub>	16	16
Коефіцієнт гатунку молока	k	1	1
Прибуток від реалізації молока, грн.	Е <sub>я</sub>	720000	720000
Кількість операторів машинного доїння	Л <sub>д</sub>	1	1
Тарифна ставка оператора машинного доїння, грн./люд. год	г <sub>д</sub>	80	80
Коефіцієнт доплати	к <sub>д</sub>	1	1
Коефіцієнт нарахувань	n	1,261	1,261
Швидкість молоковіддачі, л/хв.	V	1	1,1
Період локтації, днів	Д	305	305
Кількість доїльних апаратів	N <sub>ДА</sub>	1	1
Час одного доїння, год	t <sub>0</sub>	1,12	1,12
Кратність доїння	m	3	3
Тривалість роботи доїльної установки, год	t <sub>д</sub>	1440	1440
Затрати на оплату праці оператора машинного доїння, грн.	З <sub>д</sub>	145267	145267
Кількість техніків	Л <sub>Т</sub>	1	1
Тривалість ТО, год	t <sub>Т</sub>	30	20
Тарифна ставка техніка, грн./люд. год	г <sub>Т</sub>	100	100
Затрати на оплату праці техника грн.	З <sub>Т</sub>	3783	2522
Потужність доїльної установки, кВт	W	0,75	0,25
Витрати електроенергії, кВт·год	Е	1080	360
Ціна 1 кВт·год електроенергії, грн	Ц <sub>Е</sub>	1,67	1,67
Затрати на електроенергію, грн	Г	1803,6	601,2
Витрати на мастила, кг/год	q	0	0
Вартість мастила, грн/кг	С <sub>м</sub>	0	0

Кінець таблиці 5.2

1	2	3	4
Затрати на мастильні матеріали, грн	М	0	0
Балансована вартість ДУ, грн	Б	27000	27000
Періодичність ТО, год	$T_{ТО}$	1000	1000
Кількість ТО за 1 рік	$N_{ТО}$	1,44	1,44
Коефіцієнт відрахувань на ПР та ТО	$r_{ТО}$	0,3	0,3
Коефіцієнт відрахувань на КР	$r_K$	0	0
Затрати на ТО, грн	Р	11664	11664
Термін служби доїльної установки, рік	Т	1,9	5
Затрати на амортизацію, грн.	А	14210,5	5400,0
Сукупні експлуатаційні витрати, грн	П	176728	165454
Річний економічний ефект від впровадження, грн	$E_p$	13086,7	58182,4
Термін окупності доїльної установки, років	$T_{ДУ}$	2,063	0,464

### Висновки до 5 розділу

За результатами проведених розрахунків встановлено, що річний економічний ефект від впровадження результатів досліджень і функціонування індивідуальної доїльної установки з розробленою двороторною вакуумною помпою в розрахунку на одну корову становить 5818,8 грн/корову (у цінах на 30.01.2020 р.). Показник ефективності функціонування індивідуальної доїльної установки зростає 3,45 рази.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено актуальну науково-прикладну задачу - підвищення ефективності вакуумної системи доїльної установки шляхом розроблення двороторної вакуумної помпи з ізотропними еластичними пластинами на торцях ротора, які обертаються у змащувальному середовищі. На основі проведених досліджень зроблені наступні основні висновки.

1. Класифіковано вакуумні помпи доїльних установок за функціональними ознаками і технічними характеристиками, на підставі аналізу впливу параметрів вакуумної системи на технологічний процес машинного доїння, обґрунтовано тип і особливості конструкції вакуумної помпи, яка уможливить підвищення ефективності вакуумної системи доїльної установки.

2. На основі аналізу роботи двороторної вакуумної помпи для роторів у вигляді овалу Кассіні обґрунтовано раціональні конструкційні розміри: радіус ротора  $R_1 = 30$  мм, віддаль між умовними центрами двох заокруглень роторів  $2b = 41,4$  мм.

3. Отримано нову аналітичну залежність корисної площі поперечного перерізу помпи на основі нормального еліптичного інтегралу другого роду залежно від радіуса ротора і характеризує її зміну від кута повороту роторів. Корисна площа двороторної вакуумної помпи змінюється циклічно і відповідає куту повороту  $\pi/2$ , а корисна площа змінюється від  $1500 \text{ мм}^2$  до  $700 \text{ мм}^2$  за наявності чотирьох циклів за один оберт роторів.

4. У результаті теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що із збільшенням товщини зазору між роторами і статором збільшується його еквівалентна довжина та із зменшенням вакууметричного тиску пришвидшення перетікання повітря між поверхнею статора зменшується нелінійно.

Так, за товщини щілини  $\delta(x) = 1,44$  мм її еквівалентна довжина становить 10 мм, а пришвидшення буде в межах від  $0,18 \text{ м/с}^2$  до  $0,797 \text{ м/с}^2$  за вакууметричного тиску від 20 кПа до 80 кПа. За зміни еквівалентної довжини щілини у межах 0,2-2,0 мм товщина зростає від 0,1026 мм до 0,1412 мм, а

пришвидшення за мінімального зазору зростає з  $117,251 \text{ м/с}^2$  за вакууметричного тиску 20 кПа до  $469,003 \text{ м/с}^2$  за вакууметричного тиску 80 кПа. Аналогічно із збільшенням товщини зазору і його еквівалентної довжини пришвидшення перетікання повітря у мікроторному зазорі зменшується на два порядки, і за  $\delta(x) = 0,1412 \text{ мм}$  і еквівалентної довжини  $l_{T\delta} = 2 \text{ мм}$  пришвидшення перетікання і повітря є в межах від  $2,351 \text{ м/с}^2$  (за  $P_b=20 \text{ кПа}$ ) до  $9,404 \text{ м/с}^2$  (за  $P_b=80 \text{ кПа}$ ).

Боковий зазор є регламентований умовами монтажу помпи і його монтажна складова не перевищує  $\delta_B = 0,1 \text{ мм}$ . При цьому еквівалентна довжина може змінюватись у межах  $l_{T\delta} = 0,155 \div 1,454 \text{ мм}$  за максимального кута сектора еквівалентної довжини перетікання  $\theta = 82^\circ$ . Максимальне значення пришвидшення бокового перетікання повітря настає за еквівалентної довжини щілини  $l_{TB} = 0,1712 \text{ мм}$  і становить від  $55,187 \text{ м/с}^2$  ( $P_b=20 \text{ кПа}$ ) до  $220,747 \text{ м/с}^2$  ( $P_b=80 \text{ кПа}$ ).

5. Теоретичними, на основі розробленої аналітичної залежності, і експериментальними, з встановленими ізотропними пружними пластинами в торцях роторів, дослідженнями встановлено, що максимальна продуктивність буде за 3000 об/хв й вакууметричного тиску 50,5 кПа і становитиме  $10 \text{ м}^3/\text{год}$ , а за 1470 об/хв –  $4,59 \text{ м}^3/\text{год}$ . Перетікання повітря не перевищить  $0,77 \text{ м}^3/\text{год}$ .

За спадання і зростання вакууметричного тиску, відмінного від 46-52 кПа, продуктивність вакуумної помпи знижується, а перетікання повітря із зростанням вакууму – зростає.

6. У результаті досліджень встановлено, що із збільшенням частоти обертання ротора, коефіцієнт тертя зменшується. Так, за частоти обертання  $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$  і нормальної сили  $F_N = 65 \text{ Н}$  коефіцієнт тертя з використанням для змащування води буде становити  $f_T = 0,044$ , а за частоти обертання  $\omega = 300 \text{ рад/с}$  -  $f_T = 0,036$ . При нормальній силі у  $F_N = 135 \text{ Н}$ , відповідно коефіцієнт тертя буде становити: за  $\omega = 100 \text{ рад/с}$  -  $f_T = 0,062$ , а за  $\omega = 300 \text{ рад/с}$  -  $f_T = 0,039$ . При цьому характер зміни коефіцієнту тертя є нелінійним і підпорядковується квадратичній характеристиці. Із збільшенням частоти

обертання коефіцієнт тертя, із використанням змащувальної рідини, зменшується і наближається до лінійної характеристики за частоти обертання  $\omega = 300$  рад/с.

7. Дослідженнями встановлено, що за величини вакуумметричного тиску  $P_B = 38-62$  кПа та частоти обертання роторів  $n = 1600-2400$  рад/с потужність приводу вакуумної помпи знаходиться в межах  $N = 99,74-250,64$  Вт.

Питома ефективна потужність приводу двороторної вакуумної помпи не перевищує  $25$  Вт·год/м<sup>3</sup>.

8. Річний економічний ефект від впровадження результатів досліджень і функціонування індивідуальної доїльної установки з розробленою двороторною вакуумною помпою в розрахунку на одну корову становить  $5818,8$  грн/корову (у цінах на 30.01.2020 р.). Показник ефективності функціонування індивідуальної доїльної установки зростає  $3,45$  рази.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Національний проект «Відроджене скотарство»: Міністерство аграрної політики та продовольства України, Національна академія аграрних наук України. Київ: ДІА. 2011. 44 с.
2. ISO 3918. Milking machine installations. Vocabulary. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization, 2007. 42 p.
3. ISO 5707. Milking machine installations. Construction and performance. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization, 2007. 52 p.
4. ISO 6690. Milking machine installations. Mechanical tests. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization, 2007. 46 p.
5. Mein G.A. Williams D., Reinemann D.J. Effects of milking on teat-end hyperkeratosis. *2nd Annual Meeting of the National Mastitis Council*. FortWorth Texas, USA. 2003. P. 26-29.
6. Pobedinschi V., Badinter V., Ioiser A. Perfection of methods and testing means of milking systems. *Proceedings of the International Conference held in Nitra*. Slovak Republic. 2005. № 10. P. 185-192.
7. Rasmussen M.D., Madsen N.P. Effects of Milkline Vacuum, Pulsator Airline Vacuum, and Cluster Weight on Milk Yield, Teat Condition, and Udder Health. *Journal of Dairy Science*. 2000. № 83. P. 77-84.
8. Москаленко С., Ліщинский С. Методика комплексної оцінки ефективної експлуатації доїльних установок: *Техніка і технологія АПК*. 2010. № 8 (11). С. 29-31.
9. Барановский М., Курак А., Агейчик Т. Улучшение качества молока при машинном доении коров: *Молочное и мясное скотоводство*. 2003. № 3. С. 28-32.
10. Кухтин М.Д. Критерії ефективності одержання якісного та безпечного молока: *Тваринництво України*. 2007. №7. С. 7-8.
11. Дегтерев Г.П. Качество молока в зависимости от санитарного состояния доильного оборудования: *Молочная промышленность*. 2000. №5. С. 23-26.

12. Шевченко І.А., Алієв Е.Б. Підвищення якості виконання технологічного процесу машинного доїння. *Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві*. Запоріжжя. 2012. Вип. 1(9). С. 3-9.
13. Шевченко І.А., Алієв Е.Б. Підвищення якості виконання технологічного процесу машинного доїння. *Вісник аграрної науки*. 2012. №6. С. 57-59.
14. Борознин В.А. Пути эффективного использования доильно-молочного оборудования на фермах Волгоградской области. *Научный вестник*. Волгоград : Волгоградская ГСХА. 1999. Вып. 2. С. 21-23.
15. Дудін В.Ю. Обґрунтування параметрів ротаційного пластинчатого вакуумного насоса індивідуальних доїльних установок: дис. ... канд.техн.наук. Дніпропетровськ, 2013. 207 с.
16. Луценко М., Кудлай І. Концепція розвитку та шляхи відновлення молочного тваринництва в Україні. *Зб. наук. праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого*. 2009. Вип 13 (27). Книга 2. С. 315-319.
17. Кіряцев Л.О. Удосконалення процесу машинного доїння. *Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві*. Запоріжжя. 2009. Вип. 1(3,4). С. 199-208.
18. Иванов Ю. Автоматизированный пост доения. *Сельский механизатор*. 2005. № 2. С. 34.
19. Казанский Д., Скоркин В., Антроповский Н. Модернизация доильного оборудования. *Сельский механизатор*. 2004. № 8. С. 32-33.
20. Кирсанов В.В. Оптимальный режим регулирования вакуума в доильном аппарате. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 2002. № 8. С. 12-15.
21. Назарова Е. Передвижная доильная установка. *Сельский механизатор*. 2005. № 2. С. 32.
22. Рубльов В.І., Войтюк В.Д., Денисенко М.І. Рекомендації щодо контролю технічного стану доїльної установки типу УДЕ-16 статистичними методами. Київ: Міністерство АПК України, 2008. 24 с.

23. Фененко А.І. Механізація доїння корів: Теорія і практика: монографія. Київ, 2008. 198 с.
24. Фененко А. І. Розробка ритмічного технологічного процесу доїння. *Вісник сільськогосподарської науки*. Київ. 1961. № 3. С. 1-5.
25. Фененко А.І. Техніко-технологічні параметри біотехнічної ланки «машина-тварина» процесу виробництва молока. *Молочное дело*. Київ. 2008. № 3. С. 50-51.
26. Карташов Л.П., Колпаков А.В., Василевский Г.П., Ушаков Ю.А., Королев А.С., Панин А.А. Инженерные методы обеспечения качества молока. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Глеваха. 2010. Вип. 84. С. 26-29.
27. Китиков В.О. Методические подходы к совершенствованию оборудования для промышленного доения коров. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. Минск. 2009. Вип. 43. Том 2. С. 50-56.
28. Дмитрів В.Т. Комплекс для діагностики і дослідження доїльного обладнання. *Вісн. Львів. держ. аграр. ун-ту: Агроінженерні дослідження*. Львів. 2004. С. 388-396.
29. Фененко А.И., Карташов Л.П. Режимная характеристика биотехнического звена “машина–животное” процесса выведения молока из вымени коров. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2010. Вип. 94. С. 63.
30. Хатчисон Т. Об эксплуатации доильных машин в Англии. *Сельское хозяйство за рубежом. Серия «Животноводство»*. 1994. № 5. С. 71-73.
31. Шулятьев В.Н., Рылов А.А., Конопельцев И.Г. Усовершенствованная доильная установка. *Техника в сельском хозяйстве*. 2004. №23. С32-37.
32. Соминич А.В., Соляник С.С. Вакуумный режим существующих доильных установок и влияние его на показатели машинного доения коров. *Совершенствование методов строительства сооружений агропромышленного комплекса: Сборник научных трудов*. 2005. С. 3-8.
33. Соляник С.С. Вакуумный режим доильных установок. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 2007. №5. С. 15-16.



34. Gates R.S., Scott N.R. Measurements of Effective Teat Load during Machine Milking. *Transactions of ASAE*. 1986. № 29 (4). P. 1124-1130.
35. Armstrong D.V., Smith J.F., Gamroth M.J. Milking Parlor Performance in the United States. *Proceedings of the Third International Dairy Housing Conference*. (February 2-5, 1994). Orlando. 1994. P. 59-69.
36. Bray D.R. Milking system evaluation and maintenance. *Proceedings Large Dairy Herd Management Conference*. Gainesville. 1992. P. 507-516.
37. Алієв Е.Б. Теоретичне дослідження впливу технічних параметрів доїльної установки на швидкість молоковіддачі. *Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві: Вісник харківського Національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2011. Вип. 108. С. 92-98.
38. Алієв Е.Б. Оптимізація техніко-технологічних параметрів вакуумної системи доїльної установки. *Зб. наук. праць Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2011. Вип. 12. Т.1. С. 138-147.
39. Bjerring M., Rasmussen M.D. Vacuum fluctuations in the liner during automatic milking. *Proceedings, Precision Dairy Management: The First North American Conference on Robotic Milking*. (Toronto, 04.-07.03.2002). Canada. 2002. P. 64-66.
40. Häussermann A., Hartung E. A Field Study on Teat-End Vacuum in Different Milking Systems and its Effect on Teat Condition. *Proceedings, Precision Dairy Management: The First North American Conference on Robotic Milking*, (Toronto, 02.-05.03.2010). Canada. 2010. P. 226-227.
41. Kukharets S.M., Medvedskyi O.V. Problem vacuum system design of mobile milking machine. *Engineering sciences: development prospects in countries of Europe at the beginning of the third millennium. Vol. 2*. Riga: Izdevnieciba "Baltija Publishing", 2018. pp. 159-179.
42. O'Callaghan E.J. Effects of the design of a milking unit in vacuum variations during simulated milking. *Irish Journal of Agricultural and Food Research*. 2004. P. 237-245.

43. Rasmussen M.D., Madsen N.P. Effects of Milkline Vacuum, Pulsator Airline Vacuum, and Cluster Weight on Milk Yield, Teat Condition, and Udder Health. *Journal of Dairy Science*. 2000. № 83 (1). P. 77-84.
44. Thompson P.D., Pearson R.E. Milk droplet impacts during induced vacuum fluctuations: Influence of claw and other characteristics. *Journal of Dairy Science*. 1983. № 66. P. 562-572.
45. Rasmussen M., Wiking L., Bjerring M., Larsen H. Influence of air intake on the concentration of free fatty acids and vacuum fluctuations during automatic milking. *Journal of Dairy Science*. 2006. № 89. P. 4596-4605.
46. Reinemann D., Davis M., Costa D., Rodriguez A. Effects of Milking Vacuum on Milking Performance and Teat Condition. Proceedings, AABP- National Mastitis Council. *International Symposium on Mastitis and Milk Quality* (Vancouver. 13-15.09.2001). Canada. 2001.
47. Tan J., Janni K., Appleman R. Analysis of vacuum systems. *Journal of Dairy Science*. 1993. № 76. P. 2204-2212.
48. Кухарець С.М., Медведський О.В. Конструкційна ефективність мобільної доїльної установки. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2017. Вип. 181. «Технічні системи і технології тваринництва» «Технічний сервіс машин для рослинництва». С. 48-52.
49. Карташов Л.П., Куранов Ю.Ф. Машинное доение коров: учеб. пособ. Москва: Высшая школа, 1980. 223 с.
50. Дудін В.Ю., Чухліб О.І. Дослідження фаз розподілу повітря ротаційного пластинчатого вакуумного насоса : конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. *Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. 2017. Вип. 47, ч. II. С. 75-80.
51. Шаньгинов А.С. Исследование зависимости величины вакуума от производительности вакуум-насоса и частоты пульсаций: материалы научн. трудов Бурятского сельскохозяйственного института механизации. (г. Улан-Удэ, 1969). Россия. Вып.19. С. 104-109.

52. Семенов Ю.П. Влияние вакуумного режима на показатели машинного доения. *Научн. тр. Горьковский СХИ*. 1980. Т. 141. С. 104-109.
53. Медведський О.В., Кухарець С.М., Ярош Я.Д., Коновалов О.В. Встановлення раціональних параметрів складових вакуумної системи мобільної доїльної установки : Механізація та автоматизація виробничих процесів. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. 2016. Вип. 10/2 (30). С. 93–96.
54. Бетин С.Г. Подбор вакуумных насосов к доильным установкам. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1982. №4. С. 15-16.
55. Quan Zhanga, Wanga Shaoping, Shia Jian, Wanga Xingjian, Mileta Tomovic. Performance Degradation Model of Roots Pump in Vacuum System Based on Leakage of Rotor Wear. *ICIEA. 11th Conference on Industrial Electronics and Applications*. 2016. P.2174-2179.
56. Valdes L., Barthod B., Perron Y. Accurate prediction of internal leaks in stationary dry Roots vacuum pumps. *Vacuum*. 1999. vol. 52, p. 451- 459.
57. Rongjian S., Libo W., Honghao S., He L. Development of Roots Vacuum Pump Fault Diagnosis Software Based on LABVIEW. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*. 2015. vol. 11, p. 21-25.
58. Wanyun W., Pengfei Z., Baoguo H. The On-line Monitoring and Fault Diagnosing of the Rotor Rubbing of Roots Vacuum Pump. *Measurement & Control Technology*. 1999. vol. 18, p. 30-32.
59. Xilong W., Gensong L., Saisai Z., Lingling W. Study on Testing Method of Roots Pump. *Vacuum*. 2011. vol. 48, p. 67-72.
60. Guolai Yang, Xuming Du, Hai Zheng. Design of Rotor Curve for Circular Rotor Pumps. *Journal of Xihua University (Natural Science Edition)*. 2012. vol. 21, p. 66-68.
61. Kong Yuan. Research on Actual Pumping Speed Calculation of Multistage Dry Roots Vacuum Pumps. *Shenyang*. CHN: NortheasternUniversity. 2008.
62. Wang Jingbo. Transient Flow Simulation on Roots Dry Pump. *Shenyang*. CHN: NortheasternUniversity. 2011.

63. Burmistrov A., Belyaev L., Ossipov P., Fomina M., Kbannanov R. Combined experimental and calculation study of conductance of Roots Pump channels. *Vacuum*. 2001. vol. 62, p. 331-335.
64. Wegner B., Gruschka U., Krebs W. CFD Prediction of Partload CO Emissions Using a Two-Timescale Combustion Model. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*. 2011. vol. 133, p. 921-928.
65. Campobasso M., Baba-Ahmadi M., Mclelland G. Ad-Hoc Boundary Conditions for CFD Analyses of Turbomachinery Problems With Strong Flow Gradients at Farfield Boundaries. *Journal of Turbomachinery*. 2011. vol. 133, p. 1396-1402.
66. Demikhov K.E., Panfilov Yu.V., Nikulin N.K. Vakuumnaya tekhnika: Spravochnik. *Vacuum technique: Reference book*. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. P.590.
67. Demikhov K.E., Makarov A.M., Nikulin N.K., Svichkar E.V. A calculation approach for pumping performance of a kinetic high vacuum pump. *Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013.
68. Шемарова О.А., Никулин Н.К. Определение проводимости в молекулярном и переходном режимах течения газа методом частиц в ячейках. *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2013. № 5. С.11.
69. Шемарова О.А., Никулин Н.К. Математическое моделирование течения разреженного газа при наличии возмущающих воздействий. *Вакуумная техника, материалы и технология: материалы VIII Международной научно-технической конференции*. Москва. 2013. С. 105-111.
70. Демихов К.Е., Никулин Н.К., Свичкарь Е.В. Расчет течения газа в проточной части молекулярного вакуумного насоса. *Вакуумная техника, материалы и технология: материалы VIII Международной научно-технической конференции*. Москва. 2013. С. 111-118.
71. Демихов К.Е., Никулин Н.К., Свичкарь Е.В. Течение газа в спиральном канале молекулярного вакуумного насоса. *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2012. № 7.

72. Демихов К.Е., Дронов А.В., Никулин Н.К. Расчет откачных параметров молекулярновязкостного вакуумного насоса. *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2012. № 7.
73. Демихов К.Е., Дронова Т.В., Никулин Н.К. Исследование возможностей оптимизации откачных характеристик молекулярновязкостного вакуумного насоса методами статистического моделирования. *Известия высших учебных заведений*. Москва: Машиностроение. 2012. № 11. С. 13-19.
74. Никулин Н.К., Серяков А.С. Статистическое моделирование процесса перехода молекул газа через межлопаточный канал рабочего колеса турбомолекулярного насоса. Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование. *Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана*. Москва. 2011. С. 33-40.
75. Никулин Н. К., Мишустин В. А., Шостак Ю. А. Определение перетеканий газа через торцовый зазор в дисковом вакуумном насосе. *Машины и Установки: проектирование, разработка и эксплуатация*. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва. 2015. № 06. С. 15–39.
76. Бёрд Г.А. Молекулярная газовая динамика: учеб. пособ. Москва: Мир, 1981. 319 с.
77. Yi-Bin Li, Dong-Sheng Guo & Xiao-Bin Li. Mitigation of radial exciting force of rotary lobe pump by gradually varied gap. *Engineering Applications Of Computational Fluid Mechanics*. 2018, VOL. 12, No. 1, P.711–723.
78. Tong, S. H., & Yang, D. C. H. Rotor profiles synthesis for lobe pumps with given flow rate functions. *Journal of Mechanical Design*, 2005. Vol. 127(2), P. 287-294. doi:10.1115/1.1798271.
79. Vogelsang, H., Verhülsdonk, B., Türk, M., & Hörnig, G. Pulsation problems in rotary lobe pumps. *World Pumps*. 1999. VOL. 389, P.45–52 doi:10.1016/S0262-1762(00)87679-8.
80. Wang, J., Jiang, X., & Cai, Y. Investigation of a novel circular arc claw rotor profile for claw vacuum pumps and its performance analysis. *Vacuum*. 2015. VOL. 111, P. 102–109. doi:10.1016/j.vacuum.2014.10.003.
81. Sun S.K., Zhou Q., Wen J., Peng X.Y. Three-dimensional numerical simulation and experimental validation of flows in working chambers of roots

blowers with backflow design. 10th International Conference on Compressors and their Systems. *IOP Science. Conf. Series: Materials Science and Engineering*. No232 (2017) 012079. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, No.28 West Xianning Road, Xi'an, Shaanxi, P.R.China. P.1–10. doi:10.1088/1757-899X/232/1/012079.

82. Laurent-Charles Valde's, Benoît Barthod, Yves Le Perron. Accurate prediction of internal leaks in stationary dry Roots vacuum pumps. *Vacuum*. 1999. P.451-459.

83. Dmytriv V., Dmytriv I., Horodetskyi I., Dmytriv T. Analytical dynamic model of coefficient of friction of air pipeline under pressure. *Diagnostyka*, 2019.

84. Adamchuk V., Dmytriv V., Dmytriv I. Experimental studies of duration of air pumping out from the «teat cup-pulsator» system. *Econtechmod*. An international quarterly journal. 2015. Vol. 4. No. 4, P.3-6.

85. Дмитрів В.Т. Моделювання кількості лопаток ротаційного вакуумного насоса доїльної установки. Матеріали IV-ї Науково-технічної конференції. *Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві*. Глеваха, 2016. с.39-42.

86. Дмитрів В.Т. Моделювання продуктивності вакуумного насоса з різною конструкцією статора. Матеріали IV-ї науково-технічної конференції. *Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві*. Глеваха, 2016. с.42-45.

87. Дмитрів В.Т., Федорина Д.І. Модель теоретичної швидкодії ротаційного вакуумного насоса. Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві. *Вісник Харківського нац. техн. ун-ту с. г. ім. П. Василенка*. Вип. 108. Харків: ХНТУСГ, 2011. С. 81-86.

88. Дмитрів В.Т., Федорина Д.І. Дослідження об'ємної подачі насоса в залежності від його параметрів. Технічні системи і технології тваринництва. *Вісник Харківського нац. техн. ун-ту с. г. ім. П. Василенка*. Харків. 2013. Вип. 132. С. 296-299.

89. Адамчук В.В., Дмитрів І.В., Дмитрів В.Т. Результати експериментальних досліджень тривалості наповнення повітрям системи

доїльний стакан-пульсатор. Техніка та енергетика АПК. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*. 2015. № 212 (2). С.142-148.

90. Маркіна І.Г. Холодильні компресори: довідник / Заводське. 2020. С. 60.

91. Дмитрів В.Т. Математична модель роботи вакуумного насоса з обертовим статором. Науково-теоретичний журнал. *Вісник аграрної науки*. Спец. випуск. 2006, серпень. С.110-113.

92. Максимов В.А. Разработка перспективных образцов жидкостнокольцевых вакуумных насосов и компрессоров. *Сб. трудов 8 научно-технич. конф. по компрессоростроению*. Сумы. 1991. С. 138-149.

93. Алферов А.И. Гринченко А.С. Обеспечение эффективности и работоспособности водокольцевых вакуумных насосов в агрегатах индивидуального доения. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Збірник наукових праць. Укр. НДІ прогнозування техніки і технологій для с.-г. виробництва ім. Л. Погорілого. (с.м.т. Дослідницьке)*. 2005. Вип. 8 (22), кн. 2. С. 56-60.

94. Алферов А.И., Гринченко А.С. Определение остаточных деформаций крыльчатки водокольцевого вакуумного насоса с применением компьютерных технологий. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. (м.Харків)*. 2006. Вип. 44. Т. 2. - С.269-273.

95. Алферов А.И. Исследование процесса повреждаемости крыльчатки водокольцевого вакуумного насоса доильного агрегата. *Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. (м. Харків)*. 2007. Вип.51. С. 246-252.

96. Алферов А.И., Гринченко А.С. Ресурсные испытания и оценка долговечности крыльчатки вакуумного насоса доильного агрегата. *Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка (м.Харків)*. 2007. Вип.61. С.81-86.

97. Алферов А.И. Ускоренные испытания водокольцевых вакуумных насосов агрегатов индивидуального доения. *Международный форум молодежи «Молодежь и сельскохозяйственная техника в XXI веке»*. Сборник материалов форума. Харьков: ХНТУСХ, 2005. С. 65.

98. Kubina L., Kováč Š. Decreasing energetic demands of vacuum pumps being used in machine milking with utilization of a frequency convertor. *RES. AGR. ENG.* 2002. № 48. P. 103-111.

99. Фролов Е.С., Автономова И.Б. Механические вакуумные насосы. М.: Машиностроение. 1989. С. 288.

100. Дмитрів В., Федорина Д. Аналіз конструкцій вакуумних насосів для доїльних установок. *Агроінженерні дослідження: Вісник Львівського національного аграрного університету*. 2008. № 12. Т.2. С. 439-445.

101. Фролов Е.С., Минайчев В.Е. Вакуумная техника: *Справочник* / под ред. Е.С. Фролова, В.Е. Минайчева. Москва: Машиностроение, 1992. 471 с.

102. Пяткин Д.Б. Повышение эффективности рабочего процесса вакуумного насоса доильной установки за счет оптимизации его конструктивных и технологических параметров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Великие Луки, 2007. С.143.

103. Бурмистров А.В. Создание и исследование бесконтактных вакуумных насосов: дис. ... докт. техн. наук. Казань, 2006. 451 с.

104. Соляник С.С. Обзор работ по исследованию вакуумных насосов. *Совершенствование методов строительства сооружений агропромышленного комплекса: Сборник научных трудов* (г.СПб). г.СПб: СПбГАУ. 2006. С. 122-130.

105. Офіційний сайт компанії Aerzen. URL: <https://www.aerzen.com>. (дата звернення: 15.12.2019).

106. Офіційний сайт компанії Atlascorpo. URL: <http://www.atlascorpo.com>. (дата звернення: 16.12.2019).

107. Офіційний сайт компанії Gardnerdenver. URL: <http://www.gardnerdenver.com>. (дата звернення: 12.12.2019).



108. Офіційний сайт компанії Pfeiffer-vacuum. URL: <http://www.pfeiffer-vacuum.com>. (дата звернення: 11.12.2019).
109. Офіційний сайт компанії Leybold. URL: <http://www.leybold.com>. (дата звернення: 11.12.2019).
110. Офіційний сайт компанії Varp. URL: <https://varp.pro/> (дата звернення: 15.12.2019).
111. Офіційний сайт компанії Eltm. URL: <http://www.eltm.ru/> (дата звернення: 15.12.2019).
112. Офіційний сайт компанії Vogelsang. URL: <http://www.vogelsang.info> (дата звернення: 16.12.2019).
113. Офіційний сайт компанії Agalent. URL: <https://www.agilent.com/en/products/vacuum-technologies/primary-medium-vacuum-pumps/rotary-vane-pumps> (дата звернення: 15.12.2019).
114. Офіційний сайт компанії Lesker. URL: <https://www.lesker.com/> (дата звернення: 15.12.2019).
115. Гаязиев И.Н. Разработка и обоснование параметров двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2010. 158 с.
116. Максимов В. А. Карибуллина Ф. Р. Роторные компрессоры: учебное пособие / КГТУ. Казань, 2005. 75 с.
117. Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: уч. пособ. / Казань: ФЭН. 2000. 637 с.
118. Ибраев А. М. Повышение эффективности работы роторных нагнетателей внешнего сжатия на основе анализа влияния геометрических параметров на их характеристики: дис. ... канд.техн.наук. Казань, 1987. 208 с.
119. Ануфриева И. В., Васильев Ю. К., Кеменов В. Н., Нестеров С. Б., Строгова Т. С. Современное состояние рынка безмасляных форвакуумных средств откачки. *Вакуумная техника и технология*. 2003. Т.13. №2. С. 93-99.
120. Гайдучок В.М., Сиротюк В.М., Штойко О.Г., Березовецький С.А. Забезпечення надійності трибомеханічних систем ковзання у спряженнях

вакуумних насосів. *Агроінженерні дослідження: Вісник Львівського державного аграрного університету*. Львів. ЛДАУ, 2006. № 10. С. 385-391.

121. Syrotuk V.M., Shtoyko O.G., Berezovetskyi S.A., Gayduchok V.M. Providing of reliability of the tribomechanical systems of sliding in the interfaces of vacuum pumps. *Проблеми трибології (Problems of tribology)*. 2008. №2. С.18-20.

122. Сиротюк В.М., Березовецька О.Г., Березовецький С.А. Дослідження якісних показників об'ємних вакуумних насосів стосовно застосування їх у доїльних установках. *Агроінженерні дослідження: Вісник ЛНАУ*. Львів. ЛНАУ. 2008. №12. Т.1. С.548-554.

123. Сиротюк В.М., Березовецька О.Г., Березовецький С.А., Шацький В.І. Експериментальна установка для дослідження пар тертя роторів вакуумного насоса роторного типу. *Агроінженерні дослідження: Вісник ЛНАУ*. Львів. ЛНАУ. 2014. №18. С.258-262.

124. Syrotyuk V., Berezovetska O., Berezovetskyi S., Humeniuk R., Sholudko Y. Modeling of pumping characteristics of two-rotor pump of the type "Roots". *Teka. Quarterly journal of agri-food industry*. 2020, Vol. 20, No. 1, P. 33-40.

125. Сиротюк В.М., Гайдучок В.М., Штойко О.Г., Березовецький С.А. Обґрунтування структури, параметрів і режимів роботи енергоощадного вакуумного насоса. *Теорія і практика розвитку АПК: Матеріали міжнародного науково-практичного форуму*. Львів. 2006. С. 409-412.

126. Сиротюк В.М., Березовецька О.Г., Березовецький С.А. Результати дослідження коефіцієнта тертя робочих органів ротаційної вакуумної помпи для доїльних установок. *Розвиток енергетичних систем в АПК: Міжнародна науково-практична конференція*. Дубляни. 2017.

127. Коруняк П.С., Березовецька О.Г., Березовецький С.А. Пристрій для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання робочих органів вакуумного насоса доїльної установки. *Крамаровські читання: матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції*. Київ: Видавничий центр НУБіП України. 2019. 174-176 с.

128. Syrotyuk V., Berezovetska O., Berezovetskyi S., Humeniuk R. The used two-rotors pump of the type Roots in vacuum devices for milking cows.

*International conference on agriculture, technology, engineering and science: ICATES. 2019. Lviv. P.154.*

129. Сиротюк В.М., Березовецька О.Г., Березовецький С.А., Гуменюк Р.В. Пристрій для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання робочих органів вакуумного насоса. *Вчені ЛНАУ виробництва: каталог інноваційних розробок. Випуск XIX. Львів. 2019. С.44.*

130. Сиротюк В., Березовецька О., Березовецький С., Дарадуда М. Розроблення моделі тертя у змащуваній парі «статор-ротор» з ізотропними пружними вставками двороторної вакуумної помпи. *Теорія і практика розвитку агропромислового комплексу та сільських територій: матеріали XXI Міжнародного науково-практичного форуму (м. Дубляни, 22-24 вер. 2020 р.). м. Дубляни. 2020.*

131. Вакуумний насос: пат. 18566 Україна: А01С3/04, заявка u200605094 заявл. 10.05.2006; Опубл. 15.11.2006, Бюл. № 11, 2006. 4 с.

132. Karatas M. A multi foci closed curve: cassini oval, its properties and applications. *Journal of Dogus University. Vol. 14. No. 2. 2013. pp. 231-248.*

133. Бронштейн И. Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов: справочник / Москва: Наука, 1986. 544 с.

134. Dmytriv V.T., Dmytriv I.V., Borovets V.M., Horodetskyu I.M, Kachmar R.Y., Dmyterko P.R. Analytical-experimental studies of delivery rate and volumetric efficiency of rotor-type vacuum pumps for milking machine. *INMATEH: Agricultural Engineering. Vol. 58. No.2. 2019. pp. 57-62.*

135. Дмитрів В.Т. Механіко-технологічні основи систем доїльних установок. Теорія і практика: монографія. Львів: Сполом, 2017. 350 с.

136. Dmytriv V., Dmytriv I., Horodetskyu I., Dmytriv T. Analytical dynamic model of coefficient of friction of air pipeline under pressure. *Diagnostyka. Vol. 20. No.4. 2019. P. 89-94.*

137. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: уч. пособ. / Москва: Мир, 1989. 510 с.

138. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: уч. пособ. / Москва: Госиздат технико-теоретической литературы. 1952.

139. Дмитрів І.В. Автомобільний транспорт. Теорія і практика наукових досліджень: навч. посіб. / Нац. ун-т „Львівська політехніка”. Львів: СПОЛОМ, 2019. 316 с.

140. Вознесенский В.А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях: уч. пособ. / Москва: Финансы и статистика, 1981. 263 с.

141. Дорожовець М. Опрацювання результатів вимірювань: навч. посіб. / Нац. ун-т „Львівська політехніка”. Львів: Вид-во Національного університету „Львівська політехніка”, 2007. 624 с.

142. Налимов В.В., Чернова Н.А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов: уч. пособ. / Москва: Наука, главн. ред. физико-математ. литературы. 1965. 327 с.

143. Мельников С.В. Алешкин В.Р., Роцин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов: уч. пособ. / Ленинград: Колос, 1980. 168 с.

144. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментальных исследований и обработка опытных данных: уч. пособ. / Москва: Колос, 1973. 199 с.

145. Косачев Г.Г. Экономическое оценка сельскохозяйственной техники: уч. пособ. / Москва: Колос, 1978. 240 с.

146. Дудін В.Ю., Павленко С.І. Техніко-економічне обґрунтування застосування ротаційного пластинчатого вакуумного насоса у складі індивідуальної доїльної установки. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Глеваха. 2013. Вип. 91. Т.1. С. 564-569.

147. Лоза М. Г. Методика определения экономической эффективности в сельском хозяйстве НИР и ОКР, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений: уч. пособ. / Москва: Колос, 1980. 112 с.

## ДОДАТКИ

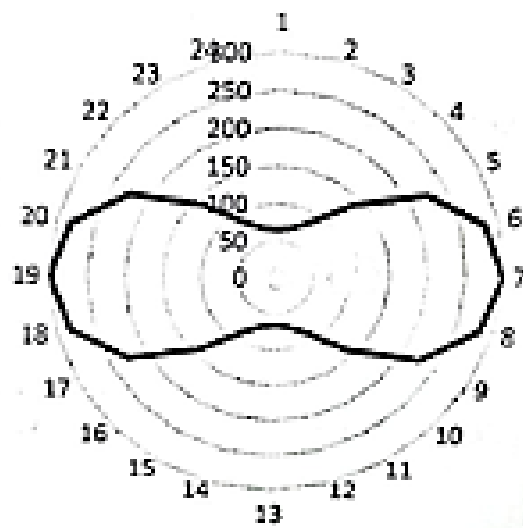
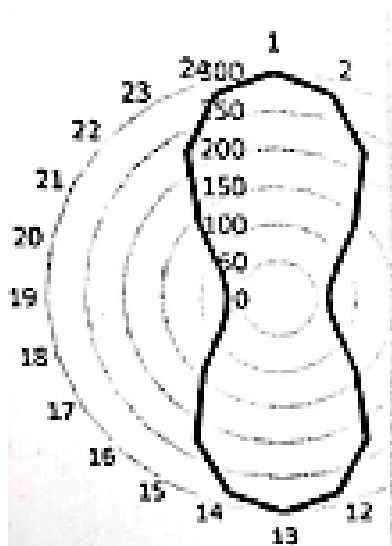
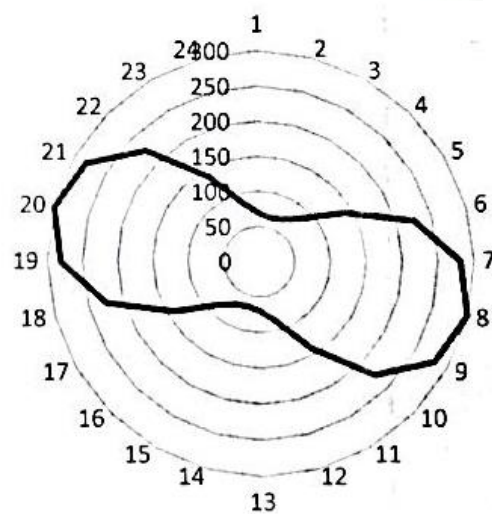
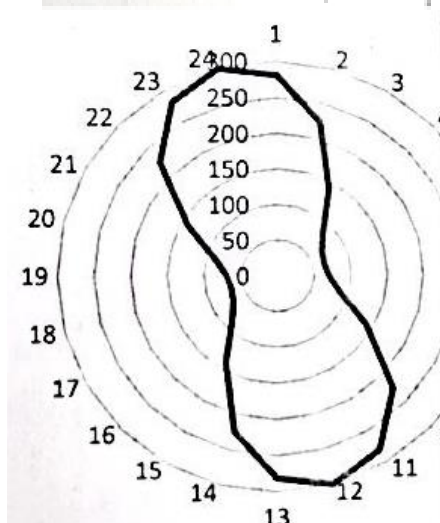
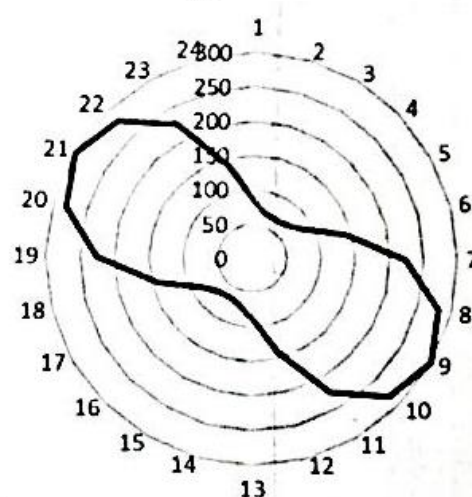
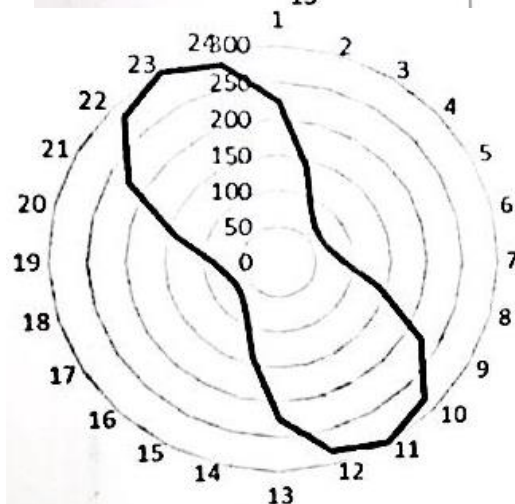
Додаток А

Технічні характеристики індивідуальних доїльних установок  
з різнотипними вакуумними помпами

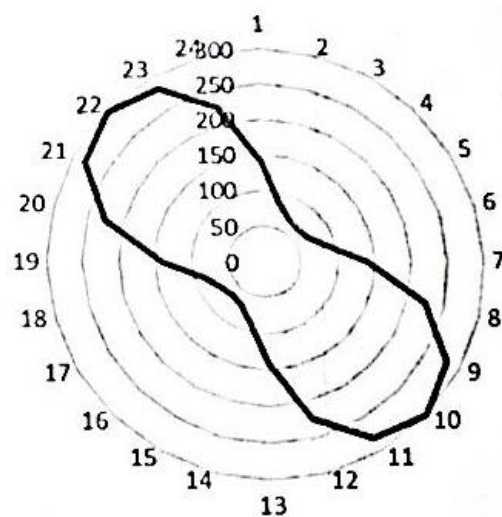
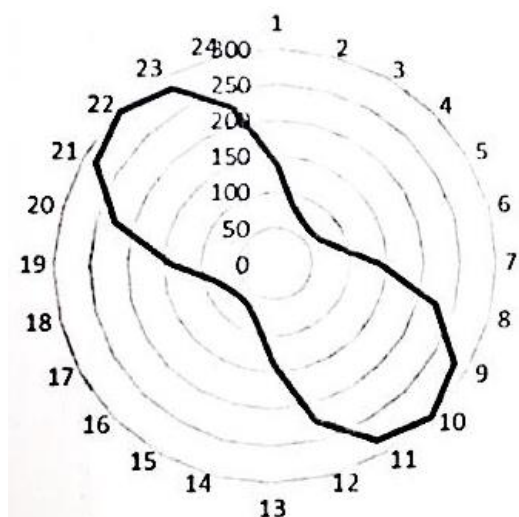
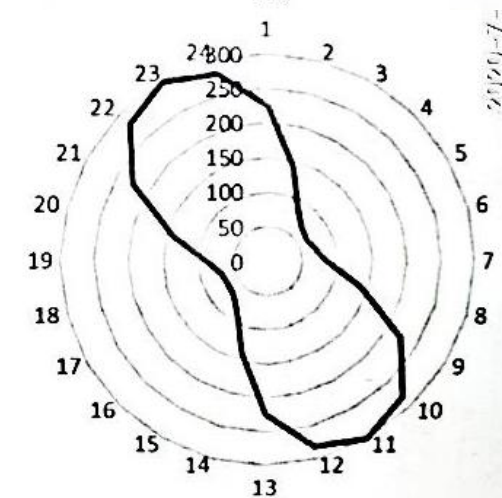
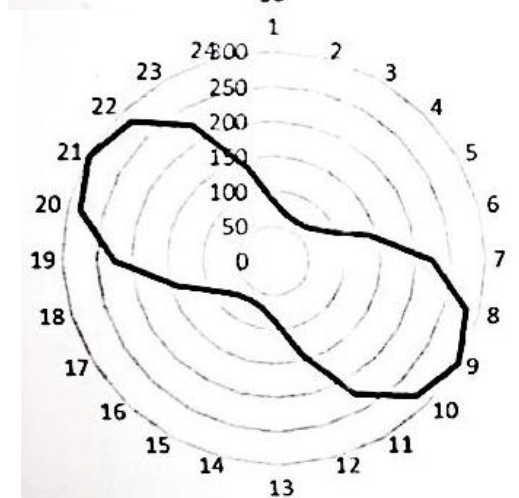
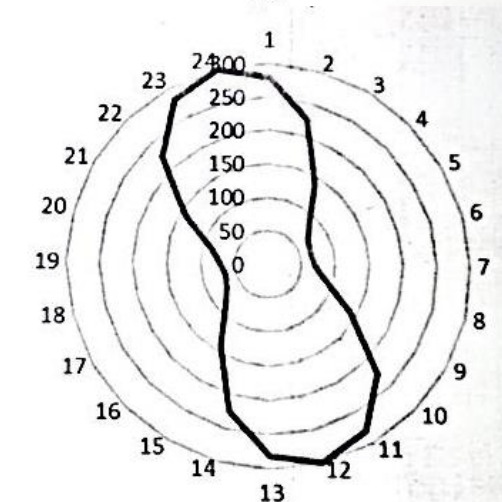
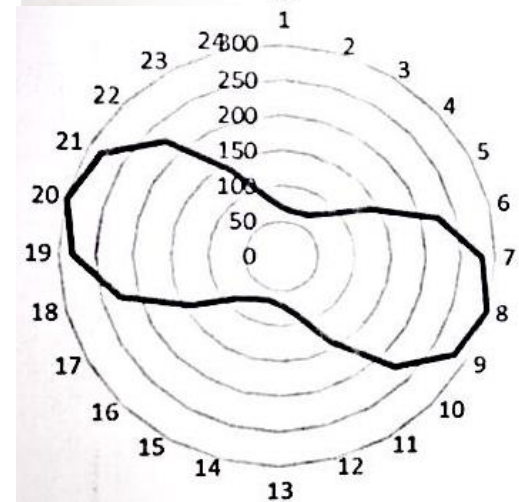
Показник	Марка доїльної установки та країна-виробник													
	Україна					Росія				Європа				
	УДФ-0001	УІД-10	УІД-20	УДП-1	АД - 1001	АІД-2	УДП-1	УДПС-1	УДП-4	ІТЕК GMBH	De Laval	Deatek	S.A.C.	Melotte
Тип	Пересувна													
Кількість доїльних апаратів, шт.	1	1	2	1	1	1/2	1	1	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
Кількість корів	до 10	до 10	до 20	до 16	до 12	до 20	до 12	до 10	до 20	до 20	до 20	до 20	до 20	до 20
Продуктивність, корів/год	8	8	12	8	8	8	8	8	8/12	8/12	8/12	8/12	8/12	8/12
Робочий вакуум, кПа	48 ± 1	47 ± 1	48 ± 1	48 ± 1	48 ± 1	48 ± 1	50 ± 1	50 ± 1	48 ± 1	50 ± 1	52 ± 1	51 ± 1	48 ± 1	48 ± 1
Споживана потужність, кВт	0,75	0,75	0,75	0,75	0,55	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,55
Габаритні розміри, мм:														
довжина	1400	1400	1400	1500	1000	1500	1300	1300	1100	1500	1500	1500	1500	1500
ширина	650	560	580	600	500	600	600	560	550	700	600	500	700	700
висота	900	800	1000	1000	900	1000	850	900	900	1000	850	800	950	900
Маса, кг	69	50	67	75	51	65	60	75	55	-	-	-	-	-

Таблиця Б.1 – Результати розрахунку полярного радіусу ( $\rho_R$ ) ротора

$\gamma$	$\varphi$	$\alpha$	a	b	$\rho_{R_1}$		$\rho_{R_2}$	
					0	15°	0	15°
90	15	0	21,7	20,7	299,8966	281,1426	65,11528	69,45889
90	15	15	21,7	20,7	281,1426	224,5289	69,45889	65,11528
90	15	30	21,7	20,7	224,5289	139,7421	86,97257	69,45889
90	15	45	21,7	20,7	139,7421	86,97257	139,7421	86,97257
90	15	60	21,7	20,7	86,97257	69,45889	224,5289	139,7421
90	15	75	21,7	20,7	69,45889	65,11528	281,1426	224,5289
90	15	90	21,7	20,7	65,11528	69,45889	299,8966	281,1426
90	15	105	21,7	20,7	69,45889	86,97257	281,1426	299,8966
90	15	120	21,7	20,7	86,97257	139,7421	224,5289	281,1426
90	15	135	21,7	20,7	139,7421	224,5289	139,7421	224,5289
90	15	150	21,7	20,7	224,5289	281,1426	86,97257	139,7421
90	15	165	21,7	20,7	281,1426	299,8966	69,45889	86,97257
90	15	180	21,7	20,7	299,8966	281,1426	65,11528	69,45889
90	15	195	21,7	20,7	281,1426	224,5289	69,45889	65,11528
90	15	210	21,7	20,7	224,5289	139,7421	86,97257	69,45889
90	15	225	21,7	20,7	139,7421	86,97257	139,7421	86,97257
90	15	240	21,7	20,7	86,97257	69,45889	224,5289	139,7421
90	15	255	21,7	20,7	69,45889	65,11528	281,1426	224,5289
90	15	270	21,7	20,7	65,11528	69,45889	299,8966	281,1426
90	15	285	21,7	20,7	69,45889	86,97257	281,1426	299,8966
90	15	300	21,7	20,7	86,97257	139,7421	224,5289	281,1426
90	15	315	21,7	20,7	139,7421	224,5289	139,7421	224,5289
90	15	330	21,7	20,7	224,5289	281,1426	86,97257	139,7421
90	15	345	21,7	20,7	281,1426	299,8966	69,45889	86,97257
90	15	360	21,7	20,7	299,8966	281,1426	65,11528	69,45889

Взаємне розташування роторів при повороті на кут  $\alpha$  $\alpha = 0^\circ$  $\alpha = 15^\circ$  $\alpha = 30^\circ$ 

## Продовження додатка В

 $\alpha = 45^{\circ}$  $\alpha = 60^{\circ}$  $\alpha = 75^{\circ}$ 



Додаток Г.1 – Результати чисельного інтегрування нормальних еліптичних інтегралів 2-роду

Кут повороту ротора $\gamma$ , радіан	$E\left(2 \cdot \pi - \gamma \left  \frac{b^4}{a^4} \right. \right)$ , залежність (2.19)	$E\left(\gamma \left  \frac{b^4}{a^4} \right. \right)$ , залежність (2.20)
0	4,6367293	0,0
15	4,37733927	0,25933662
30	4,13252243	0,50420687
45	3,91495872	0,72177057
60	3,7339252	0,9028041
75	3,59174642	1,04498287
90	3,47754545	1,15918385
105	3,36334402	1,27338528
120	3,22116423	1,41556507
135	3,0401296	1,5965997
150	2,82256497	1,81416432
165	2,57769413	2,05903517
180	2,31836465	2,31836465

## Технічні характеристики вакуумної гуми

Властивості	Марка вакуумної гуми					
	7889	9024	51- 2062	ИРП- 2044	1015	14P-23
Номінальна міцність при розтягу, Н/см <sup>2</sup>	1680	980	1670	780	880	215
Можливість розриву при видовженні, %	540	340	530	305	405	125
Залишок можливого видовження після розриву, %	19	16	15	11	19	1
Стійкість до мінусової температури, °С	-55	-45	-50	-0	-35	-75
Максимальна температура нагріву, °С	85	105	80	155	85	205
Проникність газу в постійній кількості, см <sup>2</sup> /ат <sup>х</sup> С при:						
20 °С	1,3x10 <sup>-7</sup>	4,1x10 <sup>-8</sup>	1,2x10 <sup>-7</sup>	0	0	1,3x10 <sup>-7</sup>
50 °С	4,4x10 <sup>-7</sup>	1,6x10 <sup>-7</sup>	4,3x10 <sup>-7</sup>	0	0	0
150 °С	0	0	0	0	0	1,7x10 <sup>-6</sup>

Додаток Е

Таблиця Е.1 – Матриця планованого двофакторного експерименту дослідження коефіцієнту тертя

№ досліду	Варіювання факторів					Коефіцієнт тертя									
	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	F <sub>n</sub>	n	y <sub>1</sub>	y <sub>2</sub>	y <sub>3</sub>	y <sub>ср</sub>	Δy <sub>1</sub> <sup>2</sup>	Δy <sub>2</sub> <sup>2</sup>	Δy <sub>3</sub> <sup>2</sup>	S <sup>2</sup> n	y		
1	-1	+1	65	3000	0,035	0,0345	0,0357	0,035067	4,44444E-09	3,21111E-07	4,01111E-07	3,633E-07	0,036513		
2	-0,57	+0,4	80	2400	0,0368	0,037	0,0374	0,037067	7,11111E-08	4,44444E-09	1,11111E-07	9,333E-08	0,039349		
3	0	0	100	2000	0,04	0,0409	0,0396	0,040167	2,77778E-08	5,37778E-07	3,21111E-07	4,433E-07	0,043991		
4	+0,57	-0,4	120	1600	0,0442	0,0456	0,045	0,044933	5,37778E-07	4,44444E-07	4,44444E-09	4,933E-07	0,049653		
5	+1	-1	135	1000	0,0501	0,051	0,0518	0,050967	7,51111E-07	1,11111E-09	6,94444E-07	7,233E-07	0,058252		
6	-1	-1	65	1000	0,043	0,0437	0,0432	0,0433	9E-08	1,6E-07	1E-08	1,3E-07	0,046719		
7	-0,57	-0,4	80	1600	0,037	0,04	0,0412	0,0394	0,00000576	3,6E-07	3,24E-06	4,68E-06	0,043799		
8	0	-0,4	100	1600	0,0428	0,0432	0,043	0,043	4E-08	4E-08	4,81482E-35	4E-08	0,046935		
9	+0,57	+0,4	120	2400	0,04	0,041	0,037	0,039333	4,44444E-07	2,77778E-06	5,44444E-06	4,333E-06	0,044219		
10	+1	+1	135	3000	0,0384	0,039	0,0398	0,039067	4,44444E-07	4,44444E-09	5,37778E-07	4,933E-07	0,043747		
11	-1	-0,4	65	1600	0,038	0,0388	0,0373	0,038033	1,11111E-09	5,87778E-07	5,37778E-07	5,633E-07	0,041173		
12	-0,57	+1	80	3000	0,0342	0,035	0,0356	0,034933	5,37778E-07	4,44444E-09	4,44444E-07	4,933E-07	0,038495		
13	-1	0	65	2000	0,037	0,0374	0,0366	0,037	0	1,6E-07	1,6E-07	1,6E-07	0,038659		
14	+0,57	-1	120	1000	0,051	0,053	0,052	0,052	0,000001	0,000001	0	0,000001	0,056212		
15	-0,57	0	80	2000	0,038	0,0375	0,0384	0,037967	1,11111E-09	2,17778E-07	1,87778E-07	2,033E-07	0,041101		
16	+0,57	0	120	2000	0,041	0,042	0,043	0,042	0,000001	0	1E-06	1E-06	0,046463		
17	+1	-0,4	135	1600	0,0478	0,0483	0,048	0,048033	5,44444E-08	7,11111E-08	1,11111E-09	6,333E-08	0,051417		
18	+1	0	135	2000	0,0435	0,044	0,0448	0,0441	3,6E-07	1E-08	4,9E-07	4,3E-07	0,048043		
19	-1	+0,4	65	2400	0,035	0,0347	0,0356	0,0351	1E-08	1,6E-07	0,00000025	2,1E-07	0,037091		
20	-0,57	-1	80	1000	0,0478	0,048	0,0485	0,0481	9E-08	1E-08	1,6E-07	1,3E-07	0,049621		
21	0	-1	100	1000	0,0513	0,0526	0,052	0,051967	4,44444E-07	4,01111E-07	1,11111E-09	4,233E-07	0,053126		
22	0	+0,4	100	2400	0,038	0,0384	0,0374	0,037933	4,44444E-09	2,17778E-07	2,84444E-07	2,533E-07	0,041993		
23	+1	+0,4	135	2400	0,0405	0,041	0,0417	0,041067	3,21111E-07	4,44444E-09	4,01111E-07	3,633E-07	0,045615		
24	0	+1	100	3000	0,0365	0,037	0,0374	0,036967	2,17778E-07	1,11111E-09	1,87778E-07	2,033E-07	0,04077		
25	+0,57	+1	120	3000	0,038	0,037	0,0384	0,0378	4E-08	6,4E-07	3,6E-07	5,2E-07	0,042628		

ΣS<sup>2</sup>n=1,781·10<sup>-5</sup>

Продовження додатку E

Продовження таблиці E.1.

№ досліду	Коефіцієнт тертя						
	$\Delta y$	$\Delta y^2$	$(y-y_1)^2$	$(y-y_2)^2$	$(y-y_3)^2$	$S^2ni$	
1	0,001447	2,0933E-06	2,29062E-06	4,0541E-06	6,61749E-07	7,00647E-06	
2	0,002282	5,2078E-06	6,49606E-06	5,51656E-06	3,79757E-06	1,58102E-05	
3	0,003824	1,4626E-05	1,59281E-05	9,55428E-06	1,92809E-05	4,47632E-05	
4	0,00472	2,2274E-05	2,97341E-05	1,6426E-05	2,16494E-05	6,78095E-05	
5	0,007286	5,3081E-05	6,64603E-05	5,25961E-05	4,16324E-05	0,000160689	
6	0,003419	1,1687E-05	1,38277E-05	9,1117E-06	1,23803E-05	3,53196E-05	
7	0,004399	1,9354E-05	4,62313E-05	1,44351E-05	6,75667E-06	6,74231E-05	
8	0,003935	1,5485E-05	1,70995E-05	1,39514E-05	1,54855E-05	4,65365E-05	
9	0,004886	2,3873E-05	1,7803E-05	1,03643E-05	5,21192E-05	8,02864E-05	
10	0,00468	2,1906E-05	2,85904E-05	2,2534E-05	1,55788E-05	6,67032E-05	
11	0,00314	9,8585E-06	1,00689E-05	5,63187E-06	1,50013E-05	3,07021E-05	
12	0,003561	1,2683E-05	1,8444E-05	1,22126E-05	8,37899E-06	3,90356E-05	
13	0,001659	2,7523E-06	2,75235E-06	1,58513E-06	4,23956E-06	8,57704E-06	
14	0,004212	1,774E-05	2,71642E-05	1,03165E-05	1,77403E-05	5,5221E-05	
15	0,003134	9,8236E-06	9,61575E-06	1,29667E-05	7,29501E-06	2,98774E-05	
16	0,004463	1,9918E-05	2,98445E-05	1,99184E-05	1,19924E-05	6,17553E-05	
17	0,003384	1,1448E-05	1,30816E-05	9,71471E-06	1,16748E-05	3,44711E-05	
18	0,003943	1,5545E-05	2,06358E-05	1,63431E-05	1,05148E-05	4,74937E-05	
19	0,001991	3,9646E-06	4,3728E-06	5,71747E-06	2,22345E-06	1,23137E-05	
20	0,001521	2,3141E-06	3,3168E-06	2,62832E-06	1,25711E-06	7,20222E-06	
21	0,001159	1,3431E-06	3,33282E-06	2,76255E-07	1,26698E-06	4,87605E-06	
22	0,00406	1,6482E-05	1,59447E-05	1,29102E-05	2,10964E-05	4,99513E-05	
23	0,004548	2,0685E-05	2,61603E-05	2,12956E-05	1,5325E-05	6,27809E-05	
24	0,003804	1,4468E-05	1,82363E-05	1,42159E-05	1,13596E-05	4,38118E-05	
25	0,004828	2,331E-05	2,14192E-05	3,16754E-05	1,78767E-05	7,09713E-05	

 $\Sigma \Delta y^2 = 0,0003719$  $\Sigma S^2ni = 0,00115138$

## Додаток Ж

Таблиця Ж.1 - Результати відхилень напруги  $U$  під час тарування тензометричної балки за навантаження ( $U^+$ ) і розвантаження ( $U$ ) тягарцями масою  $m$

$U^+$ , В	$U$ , В	$m$ , грам	$G$ , Н
1	2	3	4
0,03	0,03	0	0,00
0,045	0,04	270	2,65
0,195	0,095	280	2,75
0,175	0,155	290	2,84
0,23	0,215	300	2,94
0,285	0,255	310	3,04
0,33	0,325	320	3,14
0,395	0,39	330	3,24
0,455	0,455	340	3,34
0,505	0,495	350	3,43
0,555	0,55	360	3,53
0,605	0,61	370	3,63
0,675	0,66	380	3,73
0,74	0,73	390	3,83
0,78	0,78	400	3,92
0,84	0,835	410	4,02
0,905	0,895	420	4,12
0,955	0,945	430	4,22
1,03	1,015	440	4,32
1,065	1,06	450	4,41
1,14	1,115	460	4,51
1,205	1,165	470	4,61
1,25	1,235	480	4,71
1,31	1,285	490	4,81
1,365	1,345	500	4,91
1,425	1,395	510	5,00
1,475	1,455	520	5,10
1,525	1,505	530	5,20
1,59	1,555	540	5,30
1,645	1,625	550	5,40
1,71	1,69	560	5,49
1,765	1,755	570	5,59
1,82	1,787	580	5,69

*Продовження додатку Ж*

Продовження таблиці Ж.1.

1	2	3	4
1,875	1,855	590	5,79
1,94	1,915	600	5,89
1,985	1,965	610	5,98
2,055	2,035	620	6,08
2,12	2,065	630	6,18
2,175	2,125	640	6,28
2,235	2,19	650	6,38
2,275	2,245	660	6,47
2,345	2,31	670	6,57
2,405	2,375	680	6,67
2,47	2,425	690	6,77
2,505	2,485	700	6,87
2,575	2,54	710	6,97
2,63	2,575	720	7,06
2,685	2,65	730	7,16
2,745	2,705	740	7,26
2,8	2,765	750	7,36
2,845	2,825	760	7,46
2,905	2,88	770	7,55
2,965	2,945	780	7,65
3,03	2,995	790	7,75
3,08	3,045	800	7,85
3,14	3,115	810	7,95
3,2	3,17	820	8,04
3,27	3,23	830	8,14
3,31	3,29	840	8,24
3,36	3,345	850	8,34
3,425	3,405	860	8,44
3,47	3,445	870	8,53
3,525	3,505	880	8,63
3,59	3,585	890	8,73
3,635	3,635	900	8,83
3,67	3,66	910	8,93
3,68	3,68	920	9,03
3,69	3,69	930	9,12
3,7	3,7	940	9,22
3,705	3,71	950	9,32

Додаток К

Таблиця К.1 – Матриця планованого двофакторного експерименту дослідження відкачувальної характеристики

№ досліду	Відкачувальна характеристика												
	Варіювання факторів	$x_1$	$x_2$	$P_B$	$n$	$y_1$	$y_2$	$y_3$	$y_{\text{ср}}$	$\Delta y_1^2$	$\Delta y_2^2$	$\Delta y_3^2$	$S^2 n$
1	-1	+1	20	3000	6,351	6,024	6,587	6,320667	0,000920111	0,088011111	0,070933444	0,0799323	6,846948
2	-0,4	+0,4	38	2400	7,395	7,015	7,608	7,339333	0,003098778	0,105192111	0,072181778	0,0902363	7,15065
3	0	0	50	2000	5,387	5,678	5,098	5,387667	4,44444E-07	0,084293444	0,083906778	0,0841003	6,25452
4	+0,4	-1	62	1000	2,245	2,485	2,612	2,447333	0,040938778	0,001418778	0,027115111	0,0347363	2,682412
5	+1	-0,4	80	1500	2,352	2,52	2,64	2,504	0,023104	0,000256	0,018496	0,020928	1,9443
6	0	-1	50	1000	2,68	2,98	2,82	2,826667	0,021511111	0,023511111	4,44444E-05	0,0225333	3,27795
7	-1	-0,4	20	1500	3,019	3,222	3,31	3,183667	0,027115111	0,001469444	0,015960111	0,0222723	2,835007
8	+1	0	80	2000	3,511	3,698	3,52	3,576333	0,004268444	0,014802778	0,003173444	0,0111223	3,084828
9	+0,4	+0,4	62	2400	6,985	7,275	7,563	7,274333	0,083713778	4,44444E-07	0,083328444	0,0835213	6,755425
10	+1	+1	80	3000	4,78	5,34	5,088	5,069333	0,083713778	0,073260444	0,000348444	0,0786613	5,785872
11	-1	0	20	2000	3,89	4,116	4,32	4,108667	0,047815111	5,37778E-05	0,044661778	0,0462653	4,024212
12	-0,4	-1	38	1000	2,741	2,536	2,985	2,754	0,000169	0,047524	0,053361	0,050527	3,009488
13	+1	+0,4	80	2400	4,321	4,502	4,658	4,493667	0,029813778	6,94444E-05	0,027005444	0,0284443	4,191007
14	0	+1	50	3000	9,456	10,325	9,954	9,911667	0,207632111	0,170844444	0,001792111	0,1901343	9,01641
15	+0,4	-0,4	62	1500	4,538	4,324	4,785	4,549	0,000121	0,050625	0,0555696	0,053221	4,479512
16	+1	-1	80	1000	0,985	1,236	1,134	1,118333	0,017777778	0,013845444	0,000245444	0,0159343	0,169104
17	-0,4	+1	38	3000	9,01	9,39	9,68	9,36	0,1225	0,0009	0,1024	0,1129	8,796625
18	0	+0,4	50	2400	7,813	7,452	8,012	7,759	0,002916	0,094249	0,064009	0,080587	7,385038
19	0	-0,4	50	1500	4,75	4,96	5,12	4,943333	0,037377778	0,000277778	0,031211111	0,0344333	5,089654
20	+0,4	+1	62	3000	9,012	9,653	9,328	9,331	0,101761	0,103684	9E-06	0,102727	8,372195
21	-1	+0,4	20	2400	4,85	5,01	5,23	5,03	0,0324	0,0004	0,04	0,0364	5,179068
22	-0,4	-0,4	38	1500	4,986	4,523	4,735	4,748	0,056644	0,050625	0,000169	0,053719	4,835795
23	-1	-1	20	1000	1,882	1,986	1,689	1,852333	0,000880111	0,017866778	0,026677778	0,0227123	0,986796
24	-0,4	0	38	2000	5,856	6,066	6,325	6,082333	0,051226778	0,000266778	0,058887111	0,0551903	6,010397
25	+0,4	0	62	2000	5,907	5,758	6,102	5,922333	0,000235111	0,027005444	0,032280111	0,0297603	5,634643

 $\Sigma S^2 n = 1,44099$



Продовження таблиці К.1.

№ досліду	Відкачувальна характеристика							
	$\Delta y$	$\Delta y^2$	$(y-y_1)^2$	$(y-y_2)^2$	$(y-y_3)^2$	$S^2ni$		
1	0,526281	0,27697204	0,245964419	0,677243411	0,067572963	0,990780792		
2	-0,18868	0,03560149	0,05970704	0,018400857	0,209169242	0,287277139		
3	-0,13315	0,01772803	0,01755095	0,17933531	0,02449851	0,221384771		
4	0,235078	0,05526179	0,191328908	0,03897134	0,004957793	0,235258041		
5	-0,5597	0,31326409	0,16621929	0,33143049	0,48399849	0,98164827		
6	0,451283	0,20365665	0,357544202	0,088774202	0,209718202	0,656036607		
7	-0,34866	0,12156342	0,03385335	0,149763427	0,22561816	0,409234938		
8	-0,49151	0,24157749	0,181622574	0,375979902	0,18937467	0,746977145		
9	-0,51891	0,2692654	0,052704479	0,269957723	0,65217667	0,974838872		
10	0,716539	0,51342766	1,01177848	0,19880184	0,487025328	1,697605649		
11	-0,08445	0,00713259	0,018012861	0,008425037	0,087490541	0,113928439		
12	0,255488	0,06527432	0,072086021	0,224191265	0,000599682	0,296876968		
13	-0,30266	0,09160275	0,016898128	0,096716522	0,218082275	0,331696925		
14	-0,89526	0,8014845	0,193239368	1,712407788	0,879075008	2,784722164		
15	-0,06949	0,00482856	0,003420827	0,024184032	0,09332282	0,12092768		
16	-0,94923	0,90103633	0,665686283	1,138267075	0,931024291	2,734977648		
17	-0,56337	0,31739117	0,045528805	0,352093653	0,780351037	1,177973496		
18	-0,37396	0,13984788	0,183151816	0,004483963	0,393081851	0,58071763		
19	0,14632	0,02140962	0,115364568	0,016810056	0,000920904	0,133095528		
20	-0,95881	0,91930741	0,409350694	1,64046196	0,91356358	2,963376235		
21	0,149068	0,02222127	0,108285749	0,028583989	0,002594069	0,139463806		
22	0,087795	0,00770797	0,02256153	0,097840737	0,01015964	0,130561907		
23	-0,86554	0,74915488	0,801390202	0,998408634	0,493090458	2,292889293		
24	-0,07194	0,00517486	0,023838372	0,003091716	0,098975173	0,125905261		
25	-0,28769	0,08276561	0,074178227	0,0152169	0,218422379	0,307817505		

 $\Sigma \Delta y^2 = 6,18465$  $\Sigma S^2ni = 21,4359$



Таблиця Л.1 – Матриця планованого двофакторного експерименту дослідження потужності

№ досліду	Варіювання факторів				Потужність приводу									
	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	P <sub>B</sub>	n	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>3</sub>	Y <sub>ср</sub>	ΔY <sub>1</sub> <sup>2</sup>	ΔY <sub>2</sub> <sup>2</sup>	ΔY <sub>3</sub> <sup>2</sup>	S <sup>2</sup> п	Y	
1	0	+1	50	2400	219,78	217,04	215,91	217,5767	4,854677778	0,288011111	2,777777778	3,9602333	210,5517	
2	+1	-1	62	1500	158,58	154,34	156,31	156,41	4,7089	4,2849	0,01	4,5019	151,1233	
3	-1	0	38	2000	126,56	128,05	130,26	128,29	2,9929	0,0576	3,8809	3,4657	124,6731	
4	0	0	50	2000	175,63	179,37	177,405	177,4683	3,379469444	3,616336111	0,004011111	3,4999083	172,9611	
5	+1	0	62	2000	201,63	205,35	203,45	203,4767	3,410177778	3,509377778	0,000711111	3,4601333	197,7483	
6	-1	-1	38	1500	97,68	99,98	101,56	99,74	4,2436	0,0576	3,3124	3,8068	96,28814	
7	+1	+1	62	2400	248,52	252,89	250,5	250,6367	4,480277778	5,077511111	0,018677778	4,7882333	244,4589	
8	-1	+1	38	2400	154,63	156,13	158,99	156,5833	3,815511111	0,205511111	5,792044444	4,9065333	153,1437	
9	0	-1	50	1500	137,78	135,89	139,67	137,78	8,07794E-28	3,5721	3,5721	3,5721	135,4561	

ΣS<sup>2</sup>п=35,9615

Продовження таблиці Л.1.

№ досліду	Потужність приводу									
	Δy	Δy <sup>2</sup>	(y-y <sub>1</sub> ) <sup>2</sup>	(y-y <sub>2</sub> ) <sup>2</sup>	(y-y <sub>3</sub> ) <sup>2</sup>	S <sup>2</sup> ni				
1	-7,02497	49,3502466	85,16163901	42,09811994	28,71144748	155,9712064				
2	-5,28666	27,948757	55,60175449	10,34689126	26,90142536	92,85007111				
3	-3,61686	13,0816763	3,56024066	11,40318346	31,21300466	46,17642878				
4	-4,50719	20,3147917	7,1228137	41,0734865	19,7478917	67,9441919				
5	-5,72833	32,8137264	15,06728436	57,78523476	32,50892676	105,3614459				
6	-3,45186	11,9153264	1,937269806	13,62981845	27,79249099	43,35957924				
7	-6,17777	38,1648801	16,49258519	71,08355513	36,49496654	124,0711069				
8	-3,43964	11,8311215	2,209106715	8,918025915	34,17929852	45,30643115				
9	-2,32386	5,40031786	5,400317863	0,188233111	17,75660262	23,34515359				

ΣΔy<sup>2</sup>=210,8208ΣS<sup>2</sup>ni=704,3856







УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **20197** (13) **U**  
 (51) МПК (2006)  
 F01C 3/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
 І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
 ВЛАСНОСТІ

**ОПИС**  
**ДО ПАТЕНТУ**  
**НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

в ідається під  
 відпов ідальність  
 в ласника  
 патенту

(54) ВАКУУМНИЙ НАСОС

1

2

(21) u200607728

(22) 10.07.2006

(24) 15.01.2007

(46) 15.01.2007, Бюл. № 1, 2007 р.

(72) Сиротюк Валерій Миколайович, Штойко Оксана Георгіївна

(73) ЛЬВІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

(57) Вакуумний насос, що складається з статора, бокових кришок, всмоктувального і нагнітального патрубків та двох роторів складної форми, який **відрізняється** тим, що робочі поверхні статора і бокових кришок поліровані, два ротори складної форми виготовлені з еластичного матеріалу, а як мастильно-герметизуючу рідину використано воду.

Корисна модель відноситься до сільськогосподарської техніки, зокрема до засобів механізації машинного доїння.

Відомий насос, який використовується у двигунах внутрішнього згорання ЯАЗ-204 [Афанасьев Л.Л., Иларионов В.А., Струве Н.Э., Шестопалов К.С. Справочник автомобильного механика. - М.: МАШГИЗ, 1955. - 775 с.], в якому два робочі органи складної форми і поверхня статора вимагає прецизійного виконання.

Відомий також вакуумний насос, прийнятий за прототип [проспект фірми Vogelsang, 2004, www.vogelsangusa.com], що складається з статора, бокових кришок, в яких встановлено підшипники, всмоктувального і нагнітального патрубків та двох роторів складної форми.

Недоліком відомих вакуумних насосів є необхідність прецизійного виконання робочих органів складної форми і поверхні статора. Оскільки виготовлення робочих органів складної форми вимагає застосування високих технологій і точного обладнання, вакуумний насос є дорогий, складний і з низькою ремонтпридатністю.

В основу корисної моделі поставлено завдання шляхом вдосконалення робочих органів зменшити енергоємність процесу створення вакуумметричного тиску і затрати на експлуатацію вакуумного насоса та його ремонт.

Поставлене завдання вирішується тим, що у вакуумному насосі, який складається з статора, бокових кришок, всмоктувального і нагнітального патрубків та двох роторів складної форми, згідно з корисною моделлю, робочі поверхні статора і бокових кришок поліровані, два ротори складної форми виготовлені із еластичного матеріалу, а як

мастильно-герметизуючу рідину використано воду.

Використання еластичного матеріалу і полірування робочих поверхонь забезпечить зменшення вимог щодо прецизійності виконання вакуумного насоса без втрати ефективності його роботи. Використання води як мастильно-герметизуючої рідини дасть змогу надійно герметизувати робочі органи, зменшити коефіцієнт тертя та експлуатаційні витрати.

Корисна модель пояснюється кресленням, де зображено статор 1, в якому розміщені два ротори складної форми 2. До статора 1 закріплено також всмоктувальний 4 і нагнітальний 7 патрубки. Статор 1 закритий з двох сторін боковими кришками 6, в яких розміщені підшипники 3 роторів складної форми 2.

Працює вакуумний насос наступним чином.

При зустрічному обертанні роторів складної форми 2 об'єми повітря захоплюються камерами, утвореними між двома роторами складної форми 2 і статором 1, і переносяться від всмоктувального 4 до нагнітального 7 патрубків, утворюючи у всмоктувальному патрубку 4 вакуумметричний тиск.

Герметизація зазорів (на схемі не вказано) забезпечується податливістю еластичних робочих органів та мастильно-герметизуючою рідиною (водою), яка утворює плівку на робочих поверхнях вакуумного насоса.

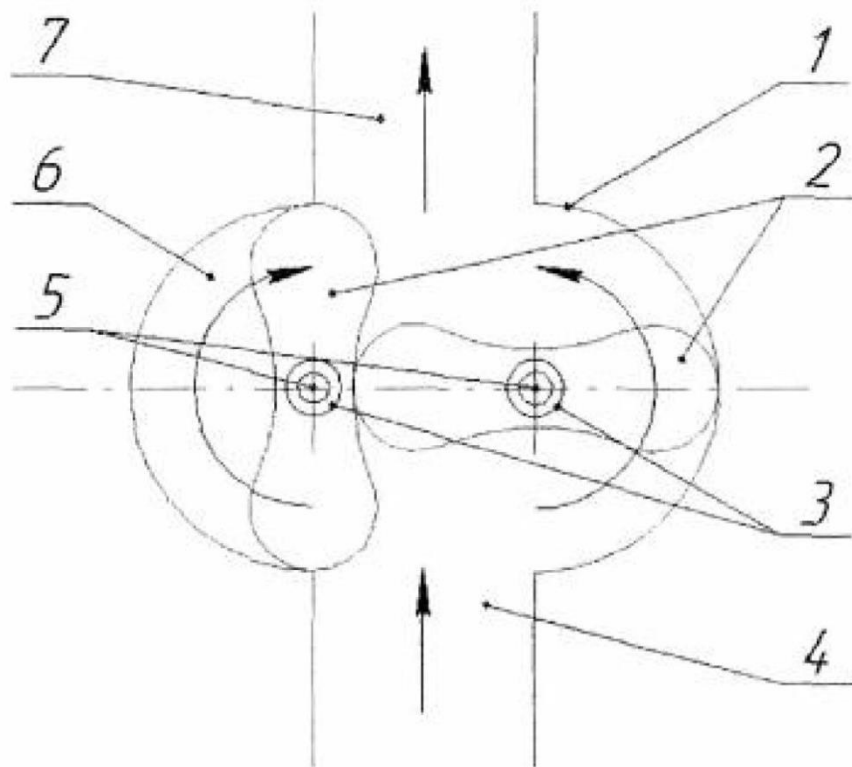
Запропоноване вдосконалення робочих органів зменшує енергоємність процесу і затрати на експлуатацію вакуумного насоса, забезпечує безвідмовну його роботу і можливість ремонту та взаємозаміну робочих органів, економію мастильних рідин.

(19) **UA** (11) **20197** (13) **U**

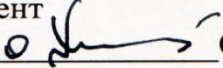
3

20197

4



«ПОГОДЖЕНО»

керівник навчального відділу  
Львівського національного  
аграрного університету,  
доцент

 О.Я. МИКУЛА  
 “ ” 2020 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

проректор з наукової роботи  
Львівського національного  
аграрного університету,  
професор

 К.Я. ЯЦІВ  
 “ ” 2020 р.


## АКТ

про впровадження НДР у навчальний процес

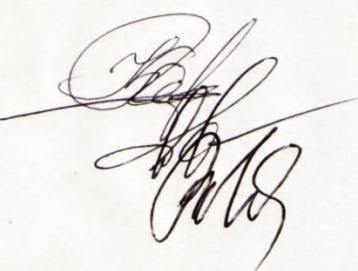
Ми, що підписалися нижче, завідувач кафедри сільськогосподарської техніки Львівського національного аграрного університету, к.т.н., доцент Крупич О.М., доценти цієї ж кафедри, к.т.н. Семен Я.В. та к.т.н. Банга В.І. з однієї сторони, а також виконавець НДР, аспірантка кафедри електротехнічних систем, Березовецька О.Г., з другої сторони, склали цей акт про впровадження результатів закінченої науково-дослідної роботи «Обґрунтування параметрів ротаційної вакуумної помпи для доїльних установок» у навчальний процес Львівського національного аграрного університету для студентів факультету механіки та енергетики, які вивчають дисципліни «Машини, обладнання та їх використання в тваринництві (ОС «Бакалавр)», «Автоматизація виробництва продукції тваринництва» (ОС «Бакалавр), «Проектування технологічних процесів в тваринництві» (ОС «Магістр») впроваджено:

- результати теоретичних та експериментальних випробувань досліджуваної двороторної вакуумної помпи типу Рутс;
- методику обґрунтування геометрії експериментальної вакуумної помпи;
- результати моделювання корисної площі поперечного перерізу досліджуваної вакуумної помпи;
- розроблені аналітичні залежності відкачувальної характеристики експериментальної двороторної вакуумної помпи;
- розроблені відкачувальні характеристики експериментальної двороторної вакуумної помпи;
- аналітичну модель тертя ізотропної пружної вставки в роторі об статор експериментальної двороторної вакуумної помпи типу Рутс;
- результати моделювання тертя за присутності змочування площі контакту пари «ротор-статор» експериментальної двороторної вакуумної помпи типу Рутс.

Крупич О.М.

Семен Я.В.

Банга В.І.



Березовецька О.Г.





«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
 Проректор з наукової роботи  
 Львівського НАУ,  
 в.о. проф.  Г.Б. Яців  
 « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
 Генеральний директор  
 ТДВ «Брацлав»  
 К.Г. Блідченко  
 « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

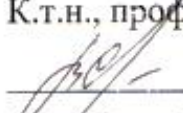
## АКТ

на передачу результатів досліджень двороторної  
 вакуумної помпи зі змащуваними ізотропними  
 еластичними вставками у робочі органи


Ми, що нижче підписалися, представники Львівського національного аграрного університету, к.т.н., професор Сиротюк В.М., аспірантка Березовецька О.Г. та представники ТДВ «Брацлав», керівник офісу нових розробок Яненко С.В., завідувач лабораторією проектування та випробування техніки для с/г виробництва ННЦ «ІМЕСГ» Михайленко П.М. склали даний акт про те, що результати науково-дослідної роботи передані у товариство з додатковою відповідальністю «Брацлав» для проведення дослідно-конструкторської розробки двороторної вакуумної помпи зі змащуваними ізотропними еластичними вставками у робочі органи.

Представники ЛНАУ:

К.т.н., професор

 В.М. Сиротюк

Аспірантка

 О.Г. Березовецька

Представники ТДВ «Брацлав»:

Керівник офісу нових розробок

 С.В. Яненко;

Завідувач лабораторією

проектування та випробування

техніки для с/г виробництва

ННЦ «ІМЕСГ»

 П.М. Михайленко

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ БЕРЕЗОВЕЦЬКОЇ О.Г. ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### *Статті у наукових фахових виданнях України*

5. Гайдучок В.М., Сиротюк В.М., Штойко О.Г., Березовецький С.А. Забезпечення надійності трибомеханічних систем ковзання у спряженнях вакуумних насосів. *Агроінженерні дослідження: Вісник Львівського державного аграрного університету*. Львів. ЛДАУ, 2006. № 10. С. 385-391. *Особистий внесок (0,12 д.а.): дисертанту належить вивчення коефіцієнта тертя у спряженнях вакуумних помп (0,32 д.а.).*

6. Syrotuk V.M., Shtoyko O.G., Berezovetskyi S.A., Gayduchok V.M. Providing of reliability of the tribomechanical systems of sliding in the interfaces of vacuum pumps. *Проблеми трибології (Problems of tribology)*. 2008. №2. С.18-20. *Особистий внесок (0,1 д.а.): дисертантом обґрунтовано використання ізотропного матеріалу як ущільнення для вакуумних помп (0,2 д.а.).*

7. Сиротюк В.М., Березовецька О.Г., Березовецький С.А. Дослідження якісних показників об'ємних вакуумних насосів стосовно застосування їх у доїльних установках. *Агроінженерні дослідження: Вісник ЛНАУ*. Львів. ЛНАУ. 2008. №12. Т.1. С.548-554. *Особистий внесок (0,2 д.а.): дисертантом досліджено якісні показники вакуумних помп доїльних установок (0,45 д.а.).*

8. Сиротюк В.М., Березовецька О.Г., Березовецький С.А., Шацький В.І. Експериментальна установка для дослідження пар тертя роторів вакуумного насоса роторного типу. *Агроінженерні дослідження: Вісник ЛНАУ*. Львів. ЛНАУ. 2014. №18. С.258-262. *Особистий внесок (0,2 д.а.): дисертантом розроблено, виготовлено експериментальну установку, знято і опрацьовано показники роботи вакуумної помпи для доїльних установок (0,32 д.а.).*

### *Статті у наукових періодичних виданнях інших держав*

5. Syrotyuk V., Berezovetska O., Berezovetskyi S., Humeniuk R., Sholudko Y. Modeling of pumping characteristics of two-rotor pump of the type "Roots". *TeKa. Quarterly journal of agri-food industry*. 2020, Vol. 20, No. 1, P. 33-40. *Особистий*

внесок (0,2 д.а.): дисертантом змодельовано відкачувальну характеристику двороторної помпи типу Рутс (0,5 д.а.)

### **Матеріали наукових конференцій**

6. Сиротюк В.М., Гайдучок В.М., Штойко О.Г., Березовецький С.А. Обґрунтування структури, параметрів і режимів роботи енергоощадного вакуумного насоса. *Теорія і практика розвитку АПК: Матеріали міжнародного науково-практичного форуму.* (Львів, 19-20 вересня 2006 р.). Львів. 2006. С. 409-412. *Особистий внесок (0,1 д.а.): дисертант обґрунтувала потребу в удосконаленні вакуумних енергоощадних pomp для доїльних установок (0,25 д.а.).*

7. Сиротюк В.М., Березовецька О.Г., Березовецький С.А. Результати дослідження коефіцієнта тертя робочих органів ротаційної вакуумної помпи для доїльних установок. *Розвиток енергетичних систем в АПК: Міжнародна науково-практична конференція* (Дубляни, 2 вересня 2017 р.). Дубляни. 2017. *Особистий внесок (0,4 д.а.): дисертант провела експериментальні дослідження та встановила показники коефіцієнта тертя (0,1 д.а.).*

8. Коруняк П.С., Березовецька О.Г., Березовецький С.А. Пристрій для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання робочих органів вакуумного насоса доїльної установки. *Крамаровські читання: матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції.* (Київ, 21 лютого 2019 р.). Київ: Видавничий центр НУБіП України. 2019. 174-176 с. *Особистий внесок (0,1 д.а.): дисертантом розроблено експериментальну установку для визначення коефіцієнта тертя (0,19 д.а.).*

9. Syrotyuk V., Berezovetska O., Berezovetskyi S., Humeniuk R. The used two-rotors pump of the type Roots in vacuum devices for milking cows. *International conference on agriculture, technology, engineering and science: ICATES.* 2019. (Львів, 18-20 вересня 2019 р.). Lviv. P.154. *Особистий внесок (0,007 д.а.): дисертантом описано переваги застосування двороторної*



вакуумної помпи під час машинного доїння індивідуальними доїльними установками (0,016 д.а.).

**Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:**

10. Сиротюк В.М., Березовецька О.Г., Березовецький С.А., Гуменюк Р.В. Пристрій для дослідження коефіцієнта тертя-ковзання робочих органів вакуумного насоса. *Вчені ЛНАУ виробництва: каталог інноваційних розробок*. Випуск XIX. Львів. 2019. С.44. *Особистий внесок (0,007 д.а.): дисертантом виготовлено експериментальну вакуумну помпу двороторного типу, проведено експериментальні дослідження та встановлено значення коефіцієнта тертя (0,016 д.а.)*

11. Патент України на корисну модель №18566 А01С3/04 заявка u200605094. заявл. 10.05.2006. Ріш. прийн. 15.11.2006. Опубл. бюл. № 11, 2006. Вакуумний насос. Сиротюк В.М., Штойко О.Г. *Особистий внесок (0,012 д.а.): розроблено нову конструкцію двороторної вакуумної помпи (0,25 д.а.)*