

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Приладобудівний
(повна назва інституту/факультету)

Кафедра приладобудування
(повна назва кафедри)

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 20__ р

Магістерська дисертація

зі спеціальності (спеціалізації) 152 Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка (Інформаційно вимірювальні системи та технології точної механіки) _____
(код і назва спеціальності)

на тему: Дослідження функціональних можливостей турбінних витратомірів за різних умов застосування

Виконав (-ла): студент (-ка) 6 курсу, групи ПІ-61м
(шифр групи)

Франків Олег Михалович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник доцент, к.т.н. Писарець А.В. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант Стартап _____ доцент, к.е.н. Бояринова К.О. _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет (інститут) _____
Приладобудівний
(повна назва)

Кафедра _____
Приладобудування
(повна назва)

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою
програмою

Спеціальність (спеціалізація) 152 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані
технології (Комп'ютерно-інтегровані технології та системи точної механіки)

—

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ М. Д. Гераїмчук
(підпис) (ініціали, прізвище)

«___» _____ 2018 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту**

Франківу Олега Михайловичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації **Дослідження функціональних можливостей турбінних
витратомірів за різних умов застосування**

науковий керівник дисертації Писарець Анна Валеріївна, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «___» _____ 20__ р. № _____

2. Строк подання студентом дисертації 10 травня 2018 р.

3. Об'єкт дослідження процес вимірювань витрати за різних умов
застосування

4. Предмет дослідження (вихідні дані для магістерської дисертації за
освітньо-професійною програмою) турбінний витратомір

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Вступ. Огляд літератури за
темою, вибір та обґрунтування напрямів і методів дослідження. Розробка
математичної моделі турбінного витратоміра. Визначення метрологічних
характеристик турбінного витратоміра. Моделювання роботи турбінного

витратоміра. Оптимізація конструкції витратоміра. Аналіз і узагальнення результатів досліджень

6. Орієнтовний перелік ілюстративного (графічного) матеріалу: презентаційний аркуш ф. А1; матеріали досліджень 6 арк. Ф. А1; презентація у Microsoft Power Point

7. Орієнтовний перелік публікацій 2 доповіді на науково-технічних конференціях, 1 стаття у фаховому виданні

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
6	Бояринова К.О., доцент	10.04.18	10.05.18

9. Дата видачі завдання 14.03.2018 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Огляд літератури за темою	14.03.18 – 29.03.18	
2	Розробка математичної моделі турбінного витратоміра	30.03.18 – 16.04.18	
3	Визначення метрологічних характеристик турбінного витратоміра	10.04.18 – 20.04.18	
4	Моделювання роботи турбінного витратоміра	16.04.18 – 26.04.18	
5	Оптимізація конструкції витратоміра	23.04.18 – 26.04.18	
6	Аналіз отриманих результатів	27.04.18 – 06.05.18	
7	Оформлення МД та її графічної частини	07.05.18	
8	Передача МД на перевірку науковому керівнику	08.05.18	
9	Передача матеріалів МД на перевірку виявлення збігів/схожості текстів	09.05.18	
10	Представити МД на рецензію	10.05.18	

11	Представити МД на затвердження зав. кафедри	11.05.18	
12	Передача електронної версії МД о бібліотеки	17.05.18	
13	Представити МД до екзаменаційної комісії НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»	18.05.18	

Студент

(підпис)

_____ **О. М. Франків** _____
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

_____ **А. В. Писарець** _____
(ініціали, прізвище)

Анотація

Магістерська дисертація складається з вступу, шести розділів, висновків, списку літератури та додатку. Проект містить 97 сторінок, 33 таблиці, 41 рисунок, список використаних джерел з 34 найменувань, 2 додатків.

Метою роботи є дослідження функціональних можливостей витратомірів за різних умов застосування. Об'єктом дослідження є процес вимірювання витрати рідини. Предметом дослідження є витратомір з аксіальною турбінкою, його математична модель.

Наукова новизна полягає у розробці методики підвищення точності вимірювання витрати турбінними витратомірами з урахуванням умов застосування; створенні алгоритму оптимізації конструктивних параметрів турбінного витратоміра; обґрунтуванні розширення функціональних можливостей приладу вимірювання шляхом визначення густини та масової витрати рідини.

Практичне значення отриманих результатів: відпрацьовано методику підвищення точності визначення об'ємної витрати рідини; розроблено програмне забезпечення для дослідження метрологічних характеристик турбінних витратомірів за різних умов застосування; розроблено патентозахищений спосіб визначення витрати.

Особистий внесок здобувача у розробку наукових результатів, які виносяться на захист, полягає у розробці алгоритмів та програмного забезпечення для дослідження метрологічних характеристик турбінного витратоміра за різних умов застосування; у теоретичних і чисельних дослідженнях роботи турбінного витратоміра за різних умов застосування.

Основні положення і результати досліджень доповідалися і обговорювалися на науково-технічних конференціях “Приладобудування: стан і перспективи” (м. Київ, 2017 р., 2018 р.).

Результати роботи опубліковано у матеріалах 2 конференцій, захищено 1 патентом України.

Ключові слова: *турбінний витратомір, функціональні можливості, густина, оптимізація, чутливий елемент перетворювач витрати.*

Annotation

The master's dissertation consists of an introduction, six parts, conclusions, a list of literature and an addition. The project contains 97 pages, 33 tables, 42 drawings, list of used sources from 34 titles, 2 applications.

The purpose of the work is to study the functionality of flowmeters under different application conditions. The object of the study is the process of measuring the flow of liquid. The subject of the study is a flowmeter with an axial turbine, its mathematical model.

The scientific novelty consists in developing a method for increasing the accuracy of measuring the flow of turbine flowmeter, taking into account the conditions of application; creation of optimization algorithm for design parameters of a turbine flowmeter; substantiation of the expansion of the functional capabilities of the measurement device by determining the density and mass flow rate of the liquid.

Practical value of the obtained results: the method of increasing the accuracy of determining the volume flow of liquid; Software for studying the metrological characteristics of turbine flowmeters under different conditions of application was developed; Patent protected way of determining the cost is developed.

The personal contribution of the applicant to the development of scientific results that is being made for protection is to develop algorithms and software for studying the metrological characteristics of the turbine flowmeter under different application conditions; in theoretical and numerical studies of the operation of a turbine flowmeter under different conditions of application.

The main provisions and results of the research were reported and discussed at the scientific and technical conferences "Instrumentation: state and prospects" (Kyiv, 2017, 2018).

The results of the work are published in the materials of 2 conferences, protected by 1 patent of Ukraine.

Key words: turbine flowmeter, functionality, density, optimization, sensing element, flow rate transducer.

Зміст

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ВИМІРЮВАНЬ МАСОВОЇ ВИТРАТИ	11
1.1 Властивості вимірюваного середовища.....	11
1.2 Методи вимірювання маси.....	14
1.3 Прилади, що застосовуються для вимірювання масової витрати.....	15
1.4 Способи визначення масової витрати.....	22
Висновки до розділу 1.....	26
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТУРБІННОГО ВИТРАТОМІРА ..	28
Висновки до розділу 2.....	36
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ТУРБІННОГО ВИТРАТОМІРА ...	37
3.1 Програмний продукт реалізації математичної моделі.....	37
3.2 Методика роботи з програмним продуктом.....	42
3.3 Дослідження динамічної характеристики.....	43
3.4 Дослідження статичної характеристики та похибки вимірювань.....	45
3.5 Гідравлічний розрахунок первинного перетворювача.....	50
Висновки до розділу 3.....	52
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТУРБІННОГО ВИТРАТОМІРА	54
4.1 Критерії оптимізації та цільова функція	54
4.2 Межові умови проектних параметрів.....	56
4.3 Вибір методу оптимізації.....	61
4.4 Алгоритм оптимізації конструкції ЧЕ.....	63
4.5 Результати оптимізації.....	64
Висновки до розділу 4.....	65
РОЗДІЛ 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	66
5.1 Теорія подібності процесів.....	66
5.2 Перевірка адекватності математичного моделювання.....	70
Висновки до розділу 5.....	78
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП ПРОЕКТУ	79
6.1 Опис ідеї проекту.....	79

6.2 Технологічний аудит проекту.....	81
6.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту.....	81
Висновки до розділу 6.....	91
ВИСНОВКИ.....	93
Література.....	94
Додатки	

ВСТУП

Актуальність теми. Сьогодення світового ринку енергоносіїв означено тенденцією переходу від реєстрації об'ємної витрати до масової. При цьому відпадає необхідність у визначенні “стандартних” або базових умов по відношенню до значень тиску та температури середовища. Це забезпечує більш високу точність вимірювань, внаслідок усунення джерел похибок, які виникають при вимірюванні фізичних параметрів і визначенні коригуючих впливів.

При вимірюванні витрати та кількості енергоносіїв, похибки визначення енергетичного вмісту на одиницю маси, будуть меншими ніж на одиницю об'єму.

Результати аналізу показують, що основними недоліками коріолісових і турбосилових витратомірів є складність конструкції та висока вартість. Внаслідок чого доцільно для вимірювання масової витрати використовувати турбінні витратоміри.

Вимірювання масової витрати здійснене розширенням функціональних можливостей об'ємних турбінних витратомірів.

Метою роботи є дослідження функціональних можливостей витратомірів за різних умов застосування.

Дослідження цієї мети передбачає розв'язання наступних **задач**:

- узагальнення і аналіз існуючих технічних рішень турбінних витратомірів і можливостей їх застосування за різних умов;
- розробку математичної моделі турбінного витратоміра із врахуванням різних умов застосування;
- проведення математичного моделювання роботи турбінного витратоміра;
- здійснення напівнатурних досліджень витратоміра;
- створення необхідного програмного забезпечення для розв'язання сформульованих задач досліджень.

Об'єктом дослідження є процес вимірювання витрати рідини.

Предметом дослідження є витратомір з аксіальною турбінкою, його математична модель.

-

Методи дослідження: методи чисельного інтегрування диференціальних рівнянь для отримання статичної, динамічної характеристик витратоміра, його похибки; рівняння Бернуллі для оцінки втрат тиску при проходженні вимірюваного потоку гідравлічним трактом витратоміра; фізичного моделювання з використанням програмного комплексу SolidWorks для підтвердження отриманих математично результатів; методи прямого пошуку при оптимізації параметрів первинного перетворювача досліджуваного приладу; методи математичної статистики при обробці результатів напівнатурних досліджень; теорія подібності для розповсюдження результатів досліджень на різні умови застосування.

Наукова новизна:

- розроблено методику підвищення точності вимірювання витрати турбінними витратомірами з урахуванням умов застосування;
- створено алгоритм оптимізації конструктивних параметрів турбінного витратоміра;
- обґрунтовано розширення функціональних можливостей приладу вимірювання шляхом визначення густини та масової витрати рідини.

Практичне значення отриманих результатів:

- відпрацьовано методику підвищення точності визначення об'ємної витрати рідини;
- розроблено програмне забезпечення для дослідження метрологічних характеристик турбінних витратомірів за різних умов застосування;
- розроблено патенто захищений спосіб визначення витрати.

Особистий внесок здобувача у розробку наукових результатів, які виносяться на захист, полягає у розробці алгоритмів та програмного забезпечення для дослідження метрологічних характеристик турбінного

витратоміра за різних умов застосування; у теоретичних і чисельних дослідженнях роботи турбінного витратоміра за різних умов застосування.

Апробація результатів роботи. Основні положення і результати досліджень доповідалися і обговорювалися на науково – технічних конференціях “Приладобудування: стан і перспективи” (м. Київ, 2017 р., 2018 р.).

Публікації. Результати роботи опубліковано у матеріалах 2 конференцій, захищено 1 патентом України.

Структура та обсяг роботи. Магістерська дисертація складається із вступу, 6 розділів, висновків, переліку використаних джерел та 1 додатку. Загальний обсяг роботи 100 сторінок. Дисертація містить 41 рисунок, 31 таблицю. Перелік використаних джерел містить 32 найменувань.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД І АНАЛІЗ ВИМІРЮВАНЬ МАСОВОЇ ВИТРАТИ

1.1 Властивості вимірюваного середовища

Нафта - це комплекс складних вуглеводнів природного походження в рідкому агрегатному стані. Її фізичні характеристики нафти безпосередньо залежать від складу. Навіть в межах однієї зони може добуватися як дуже густа, практично чорна нафта, так і водяниста рідина з ледь помітним фіолетовим відтінком. Неоднорідним складом пояснюється висока варіативність в цінах на нафту. На поточний момент нафта вважається головною корисною копалиною, за обсягом видобутку вона поступається тільки природному газу. Нафта використовується практично у всіх галузях.

Хімічний склад і фізичні властивості нафти

Склад нафти складний і різноманітний. Розподіл речовин по їх процентному вмісту у нафті приблизно такий:

- важкі рідкі вуглеводні - від 70 до 90% від маси;
- прості органічні сполуки - від 5% до 10% від маси;
- розчинені гази;
- мінеральні солі;
- органічні кислоти.

Рідкі вуглеводні представлені в основному нафтенами, парафінами, різними ароматичними і змішаними з'єднаннями.

Прості органічні сполуки - це сірчисті, азотисті і кисневі сполуки, а також незначна кількість складних металоорганічних молекул. найбільш типовий представник цього хімічного ряду - сірководень. Його вміст за масою відносно не великий, проте навіть мікроскопічна кількість сірководню змушують проводити складне очищення сирової нафти. Серед інших речовин, які входять до складу нафти, можна виділити розчинені гази - метан, етан і

невеликі кількості важких ізомерів. Специфічний запах нафті надають меркаптани, індол, тіофен і деякі інші продукти органічного білкового розпаду. Основні фізичні властивості нафти і її економічна цінність визначається саме рідкими вуглеводнями. Нафта - вкрай горюча рідина, яка запалюється навіть при низьких (до -40°C) температурах. Розчинені горючі гази і сірководень ще більш підвищують небезпеку роботи з цією корисною копалиною, чим і обумовлюється відносно висока вартість нафти навіть в умовах міжнародної кризи. Вкрай неоднорідний склад ускладнює загальний аналіз нафти - зазвичай проводиться зразкове дослідження, де за результати приймаються усереднені показники.

Сучасні стандарти передбачають наступні фізико-хімічні характеристики нафти:

- середня густина;
- в'язкість;
- температура;
- питома енергетична теплоємність.

Густина і теплоємність - залежать від змісту і розподілу по масі важких вуглеводнів, відповідно до яких нафту прийнято розділяти на три типи:

- важка - густина понад 1050 кг / м^3 , складні важкі вуглеводні;
- середня - густина в межах 870 кг / м^3 , прості важкі вуглеводні;
- легка - густина нижче 830 кг / м^3 , легкі вуглеводні;

В окрему категорію винесені тверді типи нафти: природні бітуми і асфальти. Потрібно враховувати, що вищенаведені показники характерні для нормальних атмосферних умов. Зазвичай нафта залягає на глибинах від кілометра і глибше, де високий тиск значно підвищує її густину. Саме тому класифікація нафти можлива тільки після взяття зразка безпосередньо на передбачуваному місці видобутку [1].

Відповідно до [2], при збільшенні температури, зменшується густина нафти. (рис. 1.1).

Оскільки густина нафти коливається в залежності від її типу і домішок, візьмемо значення 863 кг/м^3 (при 20°C) і отримаємо її залежність від зміни температури (рис. 1.2), та величину її похибки (рис. 1.3).

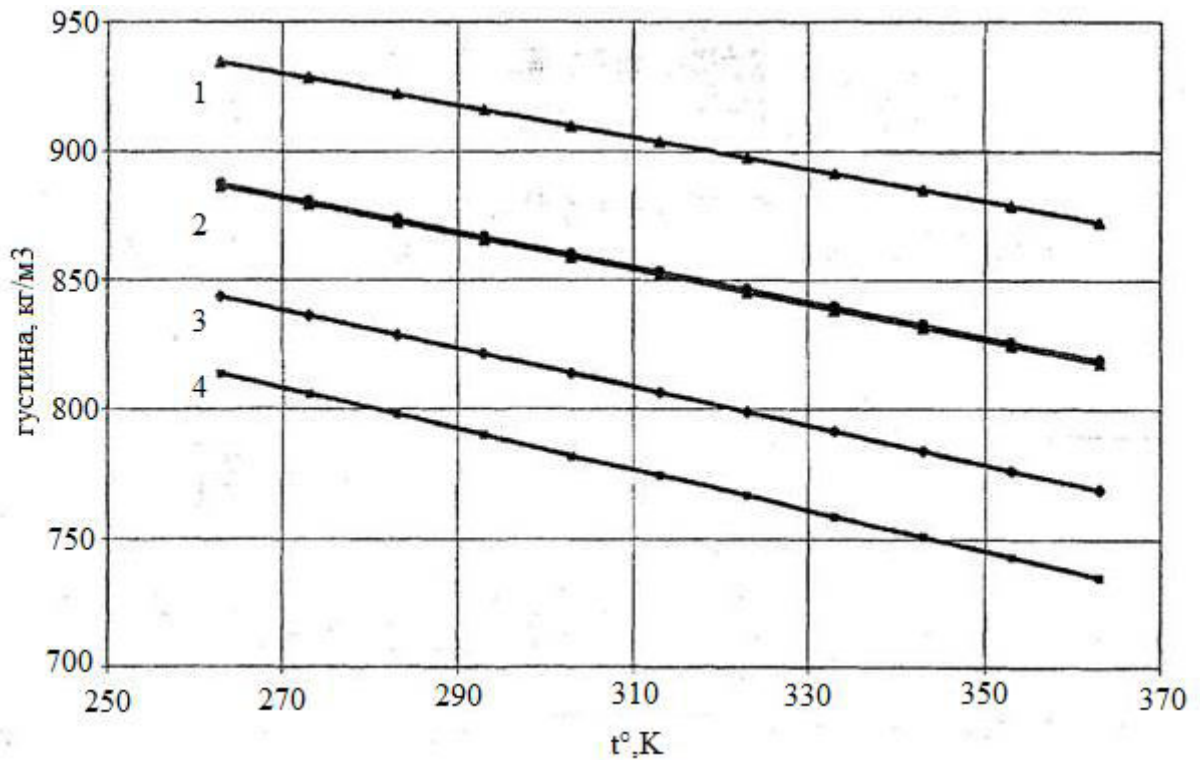


Рис. 1.1. Залежність густини деяких видів нафти від температури (відредагувати, додати посилання): 1 - Орлянська нафта; 2 - Сірководна нафта; 3 - Сосковська нафта; 4 - Михайловська нафта [2]

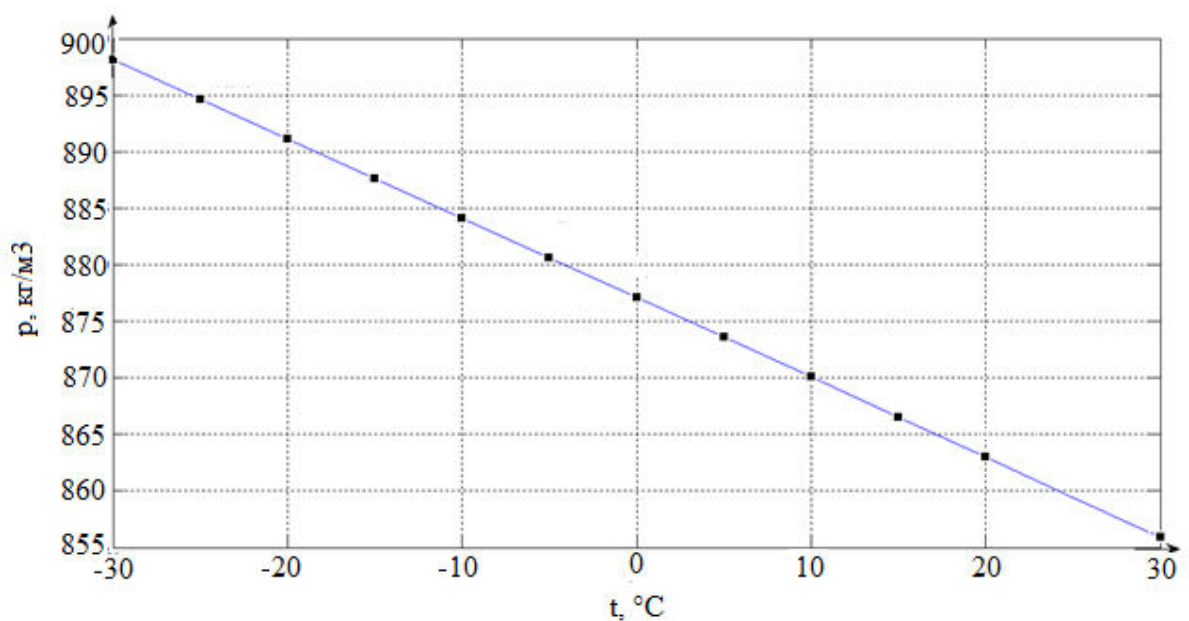


Рис. 1.2. Залежність густини нафти від температури

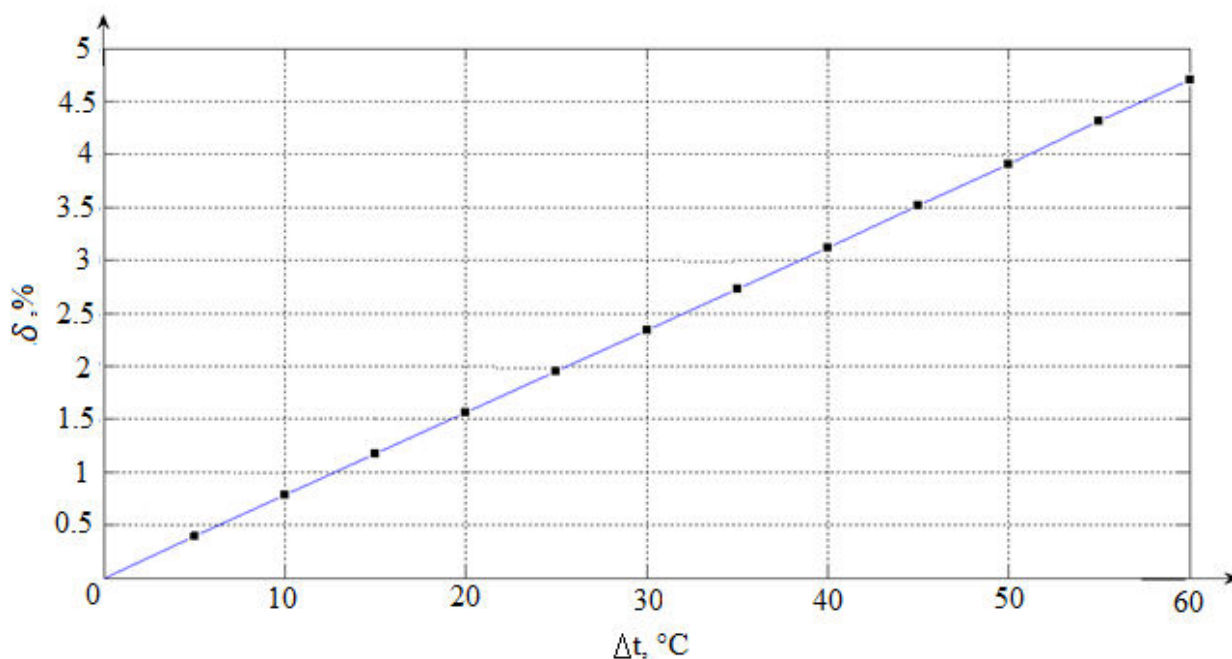


Рис 1.3. Залежність похибки вимірювання від зміни температури

1.2 Методи вимірювання маси

Існують кілька методів вимірювання маси речовин. При проведенні обліково-розрахункових операцій застосовують прямі і опосередковані методи вимірювання маси речовин (рис. 1.4).

Прямий метод вимірювання маси

Прямий метод поділяють на динамічний і статичний. При застосуванні прямих методів масу речовин вимірюють за допомогою ваг, масових лічильників або масових витратомірів.

Опосередкований метод вимірювання маси

Опосередкований метод поділяють на об'ємно-масовий і гідростатичний. При застосуванні гідростатичного методу вимірюють гідростатичний тиск стовпа речовини, визначають середню площу заповненої частини резервуара і розраховують масу, як добуток значень цих величин, поділене на прискорення сили тяжіння.

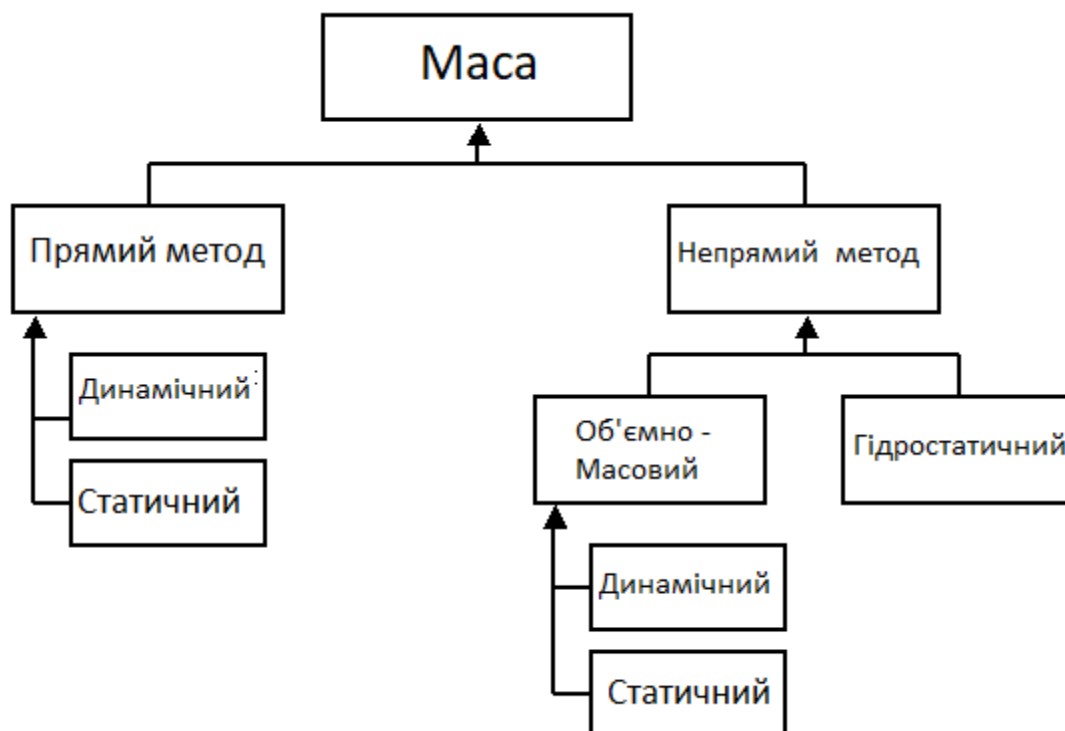


Рис. 1.4. Класифікація методів вимірювання маси речовин

При застосуванні об'ємно-масового статичного методу вимірюють обсяг і густину речовини при однакових умовах, а потім визначають масу, як добуток цих величин.

Залежно від способу вимірювання, об'ємно-масовий метод поділяють на динамічний і статичний.

Основним методом при комерційних операціях є динамічний метод із застосуванням лічильників або перетворювачів витрати з інтеграторами. Вимірювання масової витрати речовин відбувається безпосередньо в потоці [3 – 5].

1.3 Прилади, що застосовуються для вимірювання масової витрати

Силовими називаються витратоміри в яких за допомогою силового впливу, який залежить від масової витрати, потоку передається прискорення того чи іншого типу і вимірюється певний параметр, який характеризує степінь цього впливу чи його ефекту. Прискорення потоку виникає в процесі

зміни його першочергового руху. В залежності від характеру цієї зміни, витратоміри поділяються на:

- 1) Коріолісові;
- 2) турбосилові;
- 3) гіроскопічні.

Вимірювання масової витрати – основна і доволі важлива їх перевага. Окрім того вони придатні для вимірювання середнього значення пульсуючих витрат, а їх показання майже не залежать від профілю швидкості, завдяки чому не потрібно значних прямих ділянок після більшості місцевих опорів.

Недоліки силових витратомірів: складність конструкції, їх перетворювачів витрати і велика кількість обертальних елементів в трубопроводі.

Коріолісові витратоміри. Найбільшого поширення серед масових витратомірів набули Коріолісові витратоміри. Силовий вплив в них створюється за рахунок прискорення Коріоліса, яке виникає на вимірюваній ділянці витратоміра. Для створення цього прискорення, перетворювачу витрати надають особливу конфігурацію, яка змушує потік переміщатися в радіальному напрямку по відношенню до осі обертання, що збігається з віссю трубопроводу. Витратомір Коріоліса призначений для вимірювання масової і обчислення об'ємної витрати рідких і газоподібних речовин, завдяки чому використовується в різних галузях промисловості, а також в системах комерційного обліку.

Основними елементами такого витратоміра є дві витратомірні трубки (рис. 1.5), на яких розташовані:

- силова електромагнітна котушка збудження і магніт;
- два тензодатчика з магнітами і електромагнітними котушками;
- терморезистор.

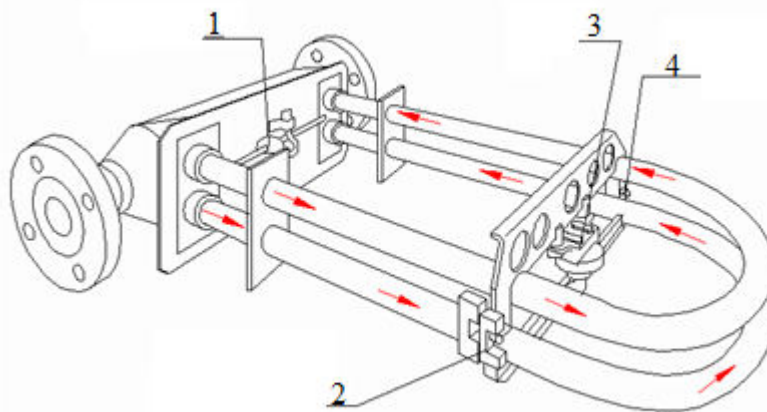


Рис. 1.5. Коріолісовий силовий витратомір: 1 – термодатчик; 2 – індукційна катушка права; 3 – привід; 4– індукційна катушка ліва.

Принцип дії коріолісових масових витратомірів заснований на змінах фаз механічних коливань U - подібних трубок, по яких рухається вимірювальна речовина. Цим трубках за допомогою котушки повідомляється коливальний рух, через що в системі виникає додаткова сила інерції - сила Коріоліса, яка чинить опір вібрації витратомірних трубок. В результаті чого трубки починають згинатися. Їх згинання фіксується датчиками. При одночасному знятті сигналів відбувається зсув по фазі. Це відносне запізнювання прямо пропорційно масовій витраті.

Резонансна частота трубки залежить від її маси. Загальна маса складається з: маси самої трубки і маси вимірюваного середовища в трубці, яка дорівнює добутку густини середовища і внутрішнього об'єму трубки. Але так як об'єм трубки - це константа для даного типорозміру датчика, то резонансна частота коливань трубки може бути прив'язана до густини середовища і визначена шляхом вимірювання резонансної частоти коливань, періоду коливань трубки і температури [6-7].

Поперечні коливання труб при різних напрямках рідини:

- Переміщення труб при відсутності руху рідини (рис.1.6 А)
- Напрямок коріолісових сил при наявності руху рідини (рис.1.6 Б)

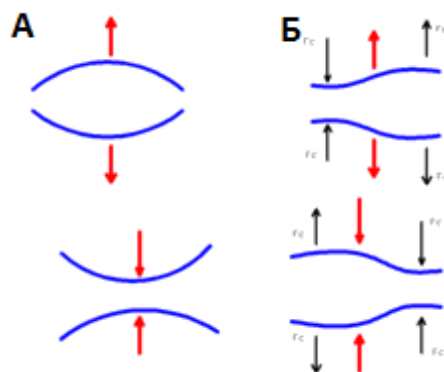


Рис. 1.6. Поперечні коливання труб при різних напрямках рідини

Перевагами коріолісових витратомірів є:

- висока точність вимірювань;
- незалежність вимірювань від напрямку потоку;
- надійність роботи за наявності вібрації трубопроводу, при зміні температури і тиску робочого середовища;
- тривалий термін експлуатації і простота обслуговування;
- можливість роботи від різних джерел живлення;
- вимірювання витрат середовищ з високою в'язкістю.

Недоліки:

- Висока вартість;

Турбосилові витратоміри. Турбосиловими називають силові витратоміри, в перетворювачах яких в результаті силового впливу, пропорційного масовій витраті, потік закручується. На рисунку 1.7 показана принципова схема турбосилового витратоміра при зовнішньому силовому впливі.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики коріолісових витратомірів:

Діапазон номінальних діаметрів	Dn 8..250
Вимірювальні параметри	Масова витрата, густина, температура, об'ємна витрата
Похибки вимірювання по масі	+/-0,35%
Діапазон вимірювання	0..2200000 кг/год

Максимальний робочий тиск	PN 100
Діапазон температур	-50...+200°C

Таблиця 1.2. Діапазони витрат коріолісових витратомірів:

Найменування витратоміра	Номінальний діаметр Дн, мм	Мінімальна витрата Q _{min}	Номінальна витрата Q _n	Максимальна витрата Q _{max}
ЕМ-105	15	0,2	2	4
ЕМ-110	25	0,5	5	10
ЕМ-120	32	1	10	20
ЕМ-150	50	2,5	25	50
ЕМ-190	65	4,5	45	90
ЕМ-1140	80	7	70	140

Всередині трубопроводу встановлений ротор з малим радіальним зазором. Ротор має канали для проходу рідини, які розділені перегородками, паралельними його осі (але можуть бути виконані у вигляді прямолопастної крильчатки). Ротор, обертаючись від електродвигуна, закручує рідину. Після чого вона набуває завихрений рух. Далі рідина надходить на ротор, закріплений на пружині, і закручує її на кут, пропорційний масовій витраті. Нерухомий диск призначений для зменшення в'язкості між роторами та потоком.

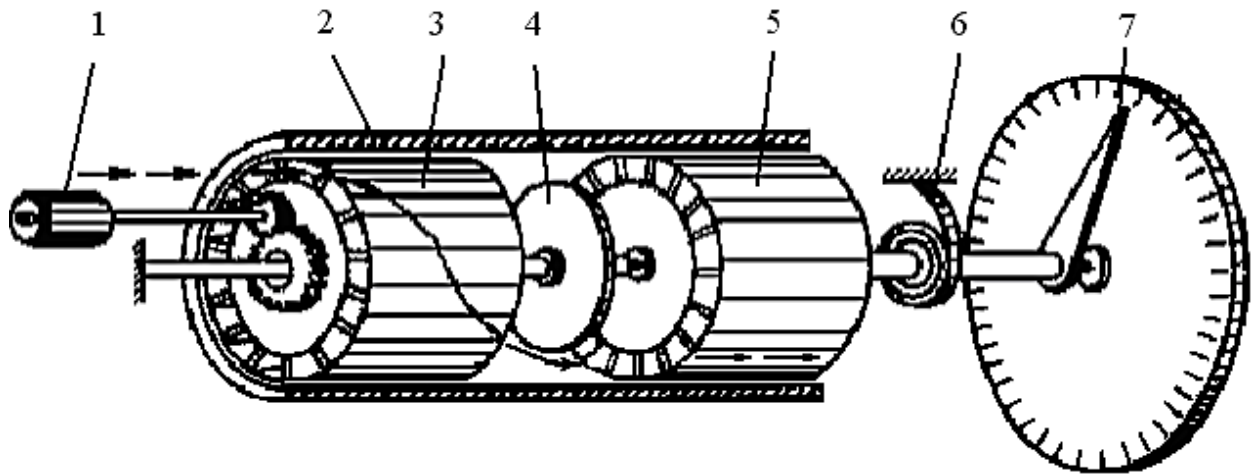


Рис. 1.7. Принципова схема турбосилового витратоміру: 1 – електродвигун; 2 – трубопровід; 3 – ротор; 4 – нерухомий диск; 5 – ротор; 6 – пружина; 7 – шкала

Щоб запобігти появі додаткової похибки вимірювання масової витрати, момент тертя на поверхнях ротора, і момент тертя в підшипниках, повинні мати сталі значення (або бути компенсованими). Чутливість витратоміра збільшується зі збільшенням зовнішнього радіуса каналів роторів або лопатей крильчаток. Довжину лопатей вибирають так, щоб забезпечити закрутку всіх частинок потоку, що проходять через ротор при найбільшій вимірювальній витраті. Таким чином, чим більша довжина лопатей тим менше їх число.

Якщо закручування потоку відбувається за рахунок його потенціальної енергії за допомогою роторів, що мають похилі лопаті, то зі збільшенням витрати швидкість зростає.

Турбосилові витратоміри відрізняються більшою компактністю в порівнянні з коріолісовими і гіроскопічними, але мають обмежене застосування, через неможливість вимірювання витрати двофазних середовищ, зокрема нафтогазових потоків. Так як при цьому виникає небезпека розшарування фаз при обертанні рухомого елемента перетворювача витрати, що порушить рівномірний їх розподіл по перерізу і змінить величину вимірюваного моменту. Але з усієї групи силових витратомірів, турбосилові витратоміри, єдині, які можуть застосовуватися

для середніх і великих витрат. Максимальні витрати рідини у них складають 6 - 300 т / год при діаметрах труб 50 - 200 мм. Їх похибка $\pm (0,5-2)\%$. Також перевагою даних витратомірів є можливість вимірювання різних за величиною витрат рідини і газу.

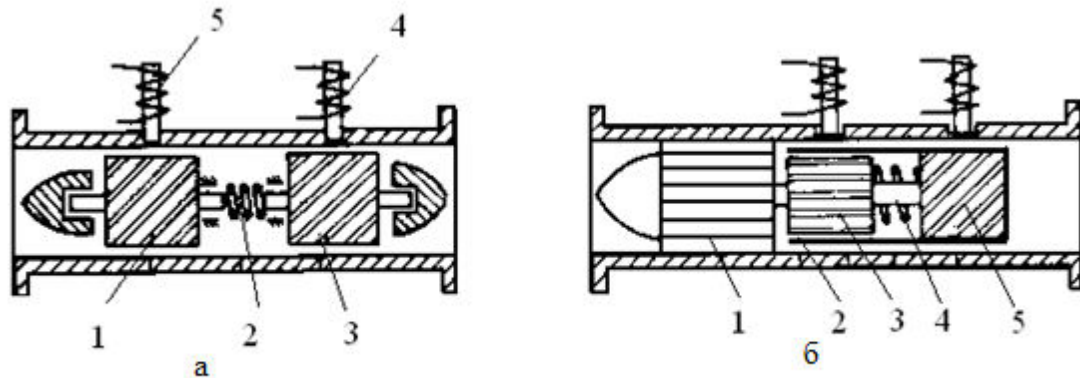


Рис. 1.8. Турбосилові витратоміри з приводом потоку і виміром часового зсуву. а) 1 – крильчатка; 2 – пружина; 3 – крильчатка; 4,5 – тахометричний перетворювач; б) 1 – струмовипрямляч; 2 – втулка; 3 – крильчатка; 4 – пружина; 5 – крильчатка

Перетворювач (рис.1.8, а) складається з двох крильчаток, пов'язаних між собою пружиною. Кути нахилу лопатей у крильчаток різні. Це викликає при русі потоку закручування пружини на кут ϕ , пропорційний витраті Q . Напрямок закручування залежить від того, яка з крильчаток 1 і 3 має більший нахил лопатей. Кут ϕ вимірюється за допомогою тахометричних перетворювачів за часом зсуву. Роль пружини виконував торціон, пропущений всередині пустотілого вала, на якому за допомогою шпонки закріплювалася одна з крильчаток. Один кінець торціона з'єднаний з валом, інший - з другої крильчаткою. Регулятор потоку призначений для вимірювання великих витрат газу до 20 000 кг / год. Інший витратомір, розроблений за цією ж схемою, призначений для вимірювання витрати рідини від 290 до 1620 т / год в трубі діаметром 250 мм при тиску 5 МПа.

За схемою перетворювача витрати (рис.1.8, б) створено витратомір К-101. Для усунення впливу найближчого місцевого опору тут передбачений

струмовипрямляч , пройшовши через який, потік спершу надходить на прямолопастну крильчатку 3, а потім на крильчатку 5 з похилими лопатями, яка і буде провідною.

Крильчатки пов'язані пружиною і обертаються з однаковою частотою. Щоб зменшити вплив в'язкості на точність вимірювання витрати, на крильчатці 5 укріплена втулка. Всередині якої, з дуже малим зазором обертається крильчатка 3. В результаті зменшується момент в'язкого тертя, що викликає додаткове закручування пружини, При зміні витрати від 1 до 5 кг / с в витратомірі К-101 час Δt змінювався від 5 до 11,5 мс. Додаткова похибка від зміни в'язкості (від $1 \cdot 10^{-6}$ до $6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$) склала 2%[8].

Таблиця 1.3 порівняльна характеристика різних витратомірів

Характеристика	Коріолісові	Турбосилові	Турбінні
DN	50	50	50
Q _{min} , м ³ /год	2,5	1	0,3
Q _n , м ³ /год	25	30	50
Q _{max} , м ³ /год	50	70	90
δ , %	0,75	2	2
ΔP , кПа	150	120	90
ρ , кг/м ³	863	863	863

1.4 Розширення функціональних можливостей турбінних витратомірів

Масова витрата часто обчислюється за показами витратоміра, що вимірює об'ємну витрату, і густиноміра. Густина вимірюється або безпосередньо, або обчислюється за показаннями датчиків температури і тиску. Ці вимірювання не дуже точні, тому що зв'язок між тиском (температурою) і густиною не завжди точно відомий - кожен датчик вносить свою похибку в загальну

похибку вимірювання і швидкість таких обчислень зазвичай недостатній для визначення миттєвих змін в потоці.

Принцип дії одного з перших масових витратомірів ґрунтувався на обертальному русі рідини.

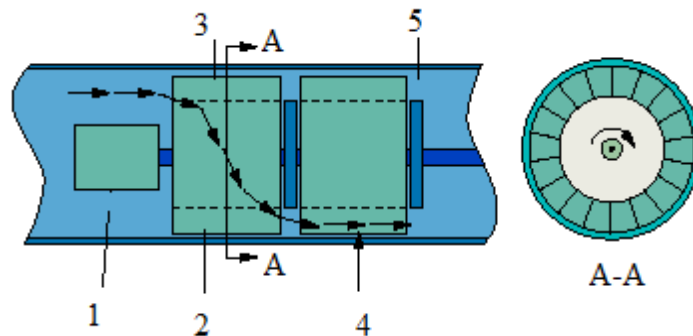


Рис. 1.9. Масовий витратомір: 1 - Насос; 2 - крильчатка; 3 - кільцевий зазор; 4 - турбінка; 5 - пружина.

Він складався з турбіни збудження, яка приходила в обертання від двигуна, стаціонарної турбіни і пружини. Турбіна збудження надавала обертальний рух рідини з постійною кутовою швидкістю. Чим вища густина рідини, тим більший крутний момент був потрібний для досягнення певної кутової швидкості. Далі рідина надходила на стаціонарну турбіну, яка утримувалася пружиною. Рідина створювала крутний момент на турбіні. Таким чином, виникаюче зусилля в пружині залежало від масової витрати.

Всі ці елементи мали рухомі частини та складну механічну конструкцію. Подібні витратоміри були розроблені для авіаційного палива, деякі з них використовуються досі. Проте, через складність їх конструкції і великих витрат на обслуговування, вони поступово замінюються більш простими і легкими в обслуговуванні пристроями.

Масова витрата також може бути визначена безпосереднім зважуванням або поєднанням точного датчика рівня рідини з густиномірами. Така і подібні системи були використані для вимірювання повної масової витрати рідких розчинів [9-11].

На рис 1.10 приведена спрощена структурна схема досліджуваного витратоміра. Тут густиномір та тахометричний перетворювач витрати встановлені в трубопроводі. Сигнал передається на підсилювачі і далі через проміжні перетворювачі попадає на блок множення. В блоці множення відбувається множення сигналів $k_1\rho$ і k_2Q і здійснюється вивід вихідного сигналу $k_1k_2\rho Q$ на індикатор витрати.

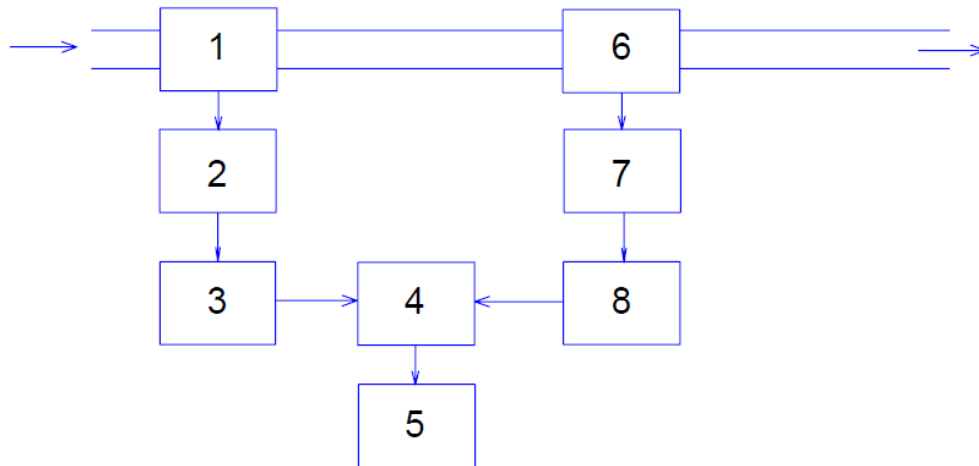


Рис. 1.10. Блок схема витратоміра з незалежним вимірюванням густини потоку: 1 – тахометричний перетворювач витрати; 2, 7 – підсилювач; 3, 8 – перетворювач; 4 – блок множення; 5 – індикатор витрати.

До недоліків такого масового витратоміра відноситься деяка складність вторинної апаратури, збільшення інерційності за рахунок часу обробки сигналів і інерційності витратомірів, а також те, що датчики густини і об'єму розташовуються в різних перерізах трубопроводу.

Переваги методу: можливість вимірювання масової витрати з допомогою наявних простих пристроїв і врахування відхилення температур і тиску потоку безпосередньо по показамі пристрою, без врахування будь-яких додаткових даних.

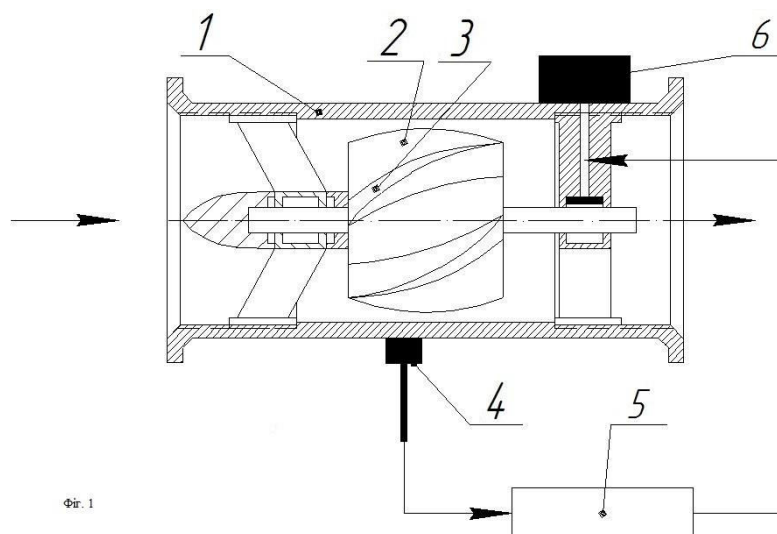
Для вимірювання густини підходить густиномір із наступними технічними характеристиками (таблиця 1.4).

Таблиця 1.4. Технічні характеристики густиноміра

густина вимірюваної рідини	500.. 1500 кг/м ³
в'язкість вимірюваної рідини	< 2 Па/с
температура вимірюваної рідини	-30°C...+120°C
надлишковий тиск	0 – 1,6 МПа
Тиск подачі повітря	1,4 кгс/см ²
вихідний пневматичний сигнал	0,2... 1,0 кгс/см ²
Температура навколишнього середовища	-30°C...+50°C
Межа допустимої похибки приведеної	0,02... 0,2%

Одним із найновіших способів вимірювання масової витрати, без використання густиномірів чи інших додаткових приладів є використання витратоміра з гальмівним елементом.

Турбінний витратомір (рис 1.11) рідини має вимірювальну камеру де розміщено турбіну із гвинтоподібними лопатями і нанесеним на їх торцевих поверхнях шару із магнітного матеріалу, вторинний магніто-індукційний перетворювач (датчик кутової швидкості), вимірювально-керуючий пристрій і гальмівний пристрій.



Фиг. 1

Рис 1.11 Турбінний витратомір із гальмівним елементом: 1 – Вимірювальна камера; 2 – турбінка; 3 – гвинтоподібні лопаті; 4 – магніто – індукційний перетворювач; 5 – керуючий пристрій; 6 - гальмівний пристрій.

Спосіб визначення витрати рідини полягає в наступному: контрольований потік рідини поступає до вимірювальної камери 1 і приводить в обертальний рух турбіну 2. За сигналом вимірювально-керуючого пристрою 5 гальмівний пристрій 6 зупиняє турбіну 2 на короткий термін і після повної зупинки відпускає гальма. Під дією потоку рідини, що рухається, турбіна 2 починає набирати оберти до номінальної за значенням кутової швидкості. Цей «перехідний процес» реєструє датчик кутової швидкості 4, і у вигляді залежності $\omega = \omega(t)$ кутової швидкості турбіни від часу передається на вимірювально-керуючий пристрій 5. Останній з отриманою інформацією здійснює операції:

- обчислення залежності $\omega_{\text{мат}}(t)$;
- обчислення $F(\rho, Q_0) = \Sigma [\omega(t) - \omega_{\text{мат}}(t)]^2$;
- пошук мінімуму, шляхом підбору параметрів ρ та Q
- знаходження масової витрати вимірюваного середовища Q_M згідно залежності $Q_M = \rho \cdot Q_0$.

Запропонований спосіб визначення витрати рідини підвищить точність реєстрації об'єму та об'ємної витрати, а також розширить функціональні можливості витратоміра, що дозволить визначати густину рідини і обчислювати масову витрату речовини[12].

Висновки до розділу 1

Узагальнення відомостей про сучасний стан технічних рішень турбінних витратомірів а також умов їх експлуатаційного використання дозволяє зробити наступні висновки:

1. Проаналізовано методи вимірювання маси і масової витрати та прилади, що їх реалізують. Результати аналізу показують, що основними недоліками коріолісових і турбосилових витратомірів є складність конструкції та висока вартість. Внаслідок чого доцільно для вимірювання масової витрати використовувати турбінні витратоміри.
2. Означено основний режим експлуатаційного використання витратомірів, який характеризується діапазоном витрат робочого середовища, ($Q_{\min}=0,3\text{ м}^3/\text{год}$ та $Q_{\max}=90\text{ м}^3/\text{год}$); діапазоном температур $-30..+30^{\circ}\text{C}$. Зовнішні умови застосування характеризуються такими параметрами температури від $+5$ до $+50^{\circ}\text{C}$ при відносній вологості 80.
3. Запропоновано для вимірювання масової витрати турбінними витратомірами дві вимірювальні схеми: з густиноміром на трубопроводі, та з гальмівним елементом.
4. Обґрунтовано необхідність розв'язання наступних задач:
 - Дослідження можливостей застосування турбінних витратомірів для вимірювання масової витрати;
 - Вивчення впливу зміни густини вимірюваного середовища на метрологічні характеристики турбінного перетворювача.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТУРБІННОГО ВИТРАТОМІРА

Математична модель турбінного витратоміра складається з рівняння, що описує рух чутливого елемента (ЧЕ):

$$2\pi J \frac{dn(t)}{dt} = M_p - \sum M_0, \quad (2.1)$$

де $n(t)$ – частота обертання ЧЕ, J – момент інерції ЧЕ, M_p – рушійний момент; M_0 – моменти опору обертанню ЧЕ [20, 23].

Для суми моментів опору обертанню ЧЕ можна записати:

$$\sum M_0 = M_{BT} + M_{BP} \quad (2.2)$$

де M_{BT} – момент сил в'язкого тертя між ЧЕ та потоком вимірюваного середовища; M_{BP} – момент реакції вторинного перетворювача;

При взаємодії потоку рідини з ЧЕ витратоміра виникає опір обертанню останнього, обумовлений в'язким тертям тіла турбінки об рідину. Опір обертанню турбінки складається з тертя рідини об дискову та циліндричну частини втулки турбінки та тертя рідини об лопаті турбінки в радіальному зазорі. Тому момент сил в'язкого тертя між турбінкою та потоком рідини можна розділити на декілька складових: моменти сил в'язкого тертя рідини об поверхню елементів обертання турбінки (момент тертя об дискову (M_D) та циліндричну частини турбінки ($M_{Ц}$)); моменти опору, що виникають в радіальному зазорі між турбінкою та внутрішньою поверхнею корпуса перетворювача (M_3); моменти сил в'язкого тертя рідини об поверхню лопатей в міжлопатевих каналах турбінки ($M_{Ж}$) [13-18]:

$$M_{BT} = M_D + M_{Ц} + M_3 + M_{Ж} \quad (2.3)$$

Враховуючи вирази (2.2) та (2.3), рівняння обертального руху ЧЕ набуває виразу:

$$2\pi J \frac{dn(t)}{dt} = M_p - M_D - M_{Ц} - M_3 - M_{Ж} - M_{П} - M_{BP} \quad (2.4)$$

Момент інерції ЧЕ можна представити виразом [19,20]:

$$J = J_T + J_{\text{ПР}}, \quad (2.5)$$

де J_T – момент інерції турбінки; $J_{\text{ПР}}$ – момент інерції приєднаних до ЧЕ мас.

Момент інерції турбінки визначається, виходячи з геометричних розмірів і матеріалу, з якого вона виготовлена

$$J_T = J_{\text{Ц}} + zJ_{\text{Л}}, \quad (2.6)$$

де $J_{\text{Ц}}$ – момент інерції циліндричної втулки; $J_{\text{Л}}$ – момент інерції лопаті.

Приєднаний момент інерції ЧЕ визначається сумою приєднаних моментів інерції його частин:

$$J_{\text{ПР}} = J_{\text{ПРЦ}} + zJ_{\text{ПРЛ}} \quad (2.7)$$

де $J_{\text{ПРЦ}}$ – приєднаний момент інерції циліндричної втулки турбінки; $J_{\text{ПРЛ}}$ – приєднаний момент інерції лопаті.

Приєднані моменти інерції циліндричної втулки турбінки та обтікача відносно вісі обертання дорівнюють нулю, оскільки обертання навколо вісі симетрії не викликає збурення рідини. Отже, приєднаний момент інерції ЧЕ визначається як сума приєднаних моментів інерції лопатей відносно вісі обертання турбінки та залежить від їх геометричних особливостей:

$$J_{\text{ПР}} = zJ_{\text{ПРЛ}} \quad (2.8)$$

З урахуванням (2.6) – (2.8) вираз (2.7) для моменту інерції ЧЕ набуде виду:

$$J = J_{\text{Ц}} + zJ_{\text{Л}} + zJ_{\text{ПРЛ}} \quad (2.9)$$

Визначимо всі складові цієї величини послідовно. Момент інерції циліндричної втулки турбінки визначається за виразом [20, 22, 23]:

$$J_{\text{Ц}} = \frac{1}{2} \pi \rho_{\text{ЧЕ}} r_{\text{БТ}}^4 s \quad (2.10)$$

де $\rho_{\text{ЧЕ}}$ – густина матеріалу ЧЕ.

Момент інерції лопаті визначається за сумою моментів інерції лопаті відносно її центральної вісі та відносно вісі обертання турбінки .

Для моменту інерції лопаті відносно вісі обертання ЧЕ можна записати

$$J_L = J_{\Pi} + m_L a^2, \quad (2.11)$$

де J_{Π} – момент інерції лопаті відносно її центральної вісі; m_L – маса лопаті; a – міжосьова відстань.

Маса лопаті визначається за виразом

$$m_L = \rho_T (r_H - r_{BT}) h l_L. \quad (2.12)$$

Момент інерції лопаті відносно її центральної вісі

$$J_{\Pi} = \frac{1}{6 \rho_T h^2 l_L (r_H - r_{BT})^2}. \quad (2.13)$$

Міжосьова відстань дорівнює середньому радіусу.

З урахуванням виразів (2.12) та (2.13), вираз (2.11) набуває виду

$$J_L = \frac{1}{6} \rho_T h^2 l_L (r_H - r_{BT})^2 + \rho_T (r_H - r_{BT}) h l_L \left(\frac{r_H - r_{BT}}{2} \right)^2 \quad (2.14)$$

При врахуванні кута встановлення лопатей турбіни β маємо

$$J_L = \frac{1}{12} [((r_H - r_{BT})^2 + l_L^2) \sin^2 \beta + (h^2 + (r_H - r_{BT})^2) \cos^2 \beta] \cdot \\ \cdot \rho_T (r_H - r_{BT}) h l_L + \rho_T (r_H - r_{BT}) h l_L \left(\frac{r_H + r_{BT}}{2} \right)^2 \quad (2.15)$$

Приймаючи до уваги співвідношення (2.10), (2.15), вираз (2.6) набуде виду

$$J_T = \frac{1}{2} \pi \rho_T r_{BT}^4 s + z \rho_T (r_H - r_{BT}) h l_L \left(\frac{r_H + r_{BT}}{2} \right)^2 + \rho_T (r_H - r_{BT}) h l_L z \times \\ \times \left(\frac{1}{12} [((r_H - r_{BT})^2 + l_L^2) \sin^2 \beta + (h^2 + (r_H - r_{BT})^2) \cos^2 \beta] \right) \quad (2.16)$$

Обчислимо приєднаний момент інерції лопаті турбіни. Приєднаний момент інерції паралелепіпеда відносно його центральної вісі, яка в нашому випадку співпадає з напрямом вісі обертання турбіни визначається за формулою [20, 22, 23] :

$$J_{\Pi\Pi} = 2 \mu_z \rho_{\Pi} \left(\frac{r_H - r_{BT}}{l_L} \right) \zeta \left(\frac{h}{r_H - r_{BT}} \right) \left(\frac{l_L^2 h^3}{3 \cdot 4 \cdot 8} \right) = \\ = 2 \mu_z \rho_{\Pi} \left(\frac{r_H - r_{BT}}{l_L} \right) \zeta \left(\frac{h}{r_H - r_{BT}} \right) \left(\frac{l_L^2 h^3}{96} \right). \quad (2.17)$$

Значення коефіцієнту μ_z вибирається залежно від співвідношення сторін прямокутника (в нашому випадку від $h/(r_H - r_{BT})$).

Тоді приєднаний момент інерції лопаті відносно вісі обертання ЧЕ визначається як:

$$J_{\text{ПРЛ}} = J_{\text{ПРП}} + a^2 m, \quad (2.18)$$

де m – маса лопаті, яка визначається за виразом

$$m = \rho_{\text{п}}(r_{\text{Н}} - r_{\text{ВТ}})hl_{\text{Л}}.$$

Остаточно приєднаний момент інерції лопаті буде виглядати так:

$$J_{\text{ПРЛ}} = \mu_z \rho_{\text{п}} \frac{l_{\text{Л}} h^4}{48} + \left(\frac{r_{\text{Н}} + r_{\text{ВТ}}}{2} \right)^2 \rho_{\text{п}}(r_{\text{Н}} - r_{\text{ВТ}})hl_{\text{Л}}. \quad (2.19)$$

Враховуючи вирази (2.13) та (2.19), залежність (2.9) для моменту інерції ЧЕ можна записати у вигляді:

$$J_{\text{ЧЕ}} = \frac{1}{2} \pi \rho_{\text{ЧЕ}} r_{\text{ВТ}}^4 s + \rho_{\text{ЧЕ}}(r_{\text{Н}} - r_{\text{ВТ}})hl_{\text{Л}} \left(\frac{r_{\text{Н}} - r_{\text{ВТ}}}{2} \right)^2 + z \left(\frac{1}{12} [((r_{\text{Н}} - r_{\text{ВТ}})^2 + l_{\text{Л}}^2) \sin^2 \beta + (h^2 + (r_{\text{Н}} - r_{\text{ВТ}})^2) \cos^2 \beta] \right) \rho_{\text{ЧЕ}}(r_{\text{Н}} - r_{\text{ВТ}})hl_{\text{Л}} + z l_{\text{Л}} \rho_{\text{п}} \left(\mu_z \frac{h^4}{48} + \left(\frac{r_{\text{Н}} + r_{\text{ВТ}}}{2} \right)^2 (r_{\text{Н}} - r_{\text{ВТ}})h. \right) \quad (2.20)$$

Рушійний момент, що виникає на ЧЕ можна записати так [22, 23]:

$$M_p = z M_1, \quad (2.21)$$

де M_1 – рушійний момент, що виникає на одній лопаті.

Рушійний момент, що виникає на одній лопаті, визначимо за виразом

$$dM_1 = \rho_{\text{п}} \frac{(\Delta v)^2}{2} r_m l_{\text{Л}} dr, \quad (2.22)$$

де Δv – зміна швидкості вимірюваного середовища;

$$r_m = \sqrt{\frac{r_{\text{ВТ}} - r_{\text{К}}}{2 \ln \left(\frac{r_{\text{ВТ}}}{r_{\text{К}}} \right)}}$$

Враховуючи залежність (2.22), вираз (2.21) набуває виду:

$$M_p = \frac{\rho_{\text{п}} r_m l_{\text{Л}}}{2} z \int_{r_{\text{ВТ}}}^{r_{\text{Н}}} (\Delta v)^2 dr \quad (2.23)$$

Зміну швидкості вимірюваного середовища можна визначити так:

$$\Delta v = v_{\text{ВХ}} \operatorname{tg} \beta_{\text{ВІХ}} - \omega r, \quad (2.24)$$

де $v_{\text{вх}}$ – абсолютна швидкість потоку при вході на турбінку; $\beta_{\text{вих}}$ – кут між абсолютною та відносною швидкостями; ω – швидкість обертання ЧЕ.

Враховуючи, що $\omega = 2\pi n$, вираз (2.24) набуває виду:

$$\Delta v = v_{\text{вх}} \operatorname{tg} \beta_{\text{вих}} - 2\pi n r \quad (2.25)$$

Оскільки рівняння руху рідини за ламінарного та турбулентного режимів течії відрізняються, то необхідно отримати вирази для визначення M_p для кожного режиму окремо.

Для врахування неспівпадання напрямку вектора швидкості потоку у відносному русі з нахилом лопаті до вісі ЧЕ введемо коефіцієнт k_1 :

$$k_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta_{\text{вих}}}{\operatorname{tg} \beta} \rightarrow \operatorname{tg} \beta_{\text{вих}} = k_1 \operatorname{tg} \beta. \quad (2.26)$$

Для турбулентної течії рідини в кільцевому каналі між корпусом та втулкою турбіни вираз (2.23) набуває виду

$$M_p = \frac{\rho_{\text{п}} r_m l_{\text{л}}}{2} z \left(\int_{r_{\text{BT}}}^{r_{\text{H}}} (\Delta v_1)^2 dr + \int_{r_m}^{r_{\text{H}}} (\Delta v_2)^2 dr \right) \quad (2.27)$$

Враховуючи рівняння розподілу швидкостей, отримаємо:

$$\Delta v_1(r) = v_{\text{CP}} \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[1 - \left(\frac{r-r_m}{r_m-r_{\text{BT}}} \right)^m \right] \operatorname{tg} \beta_{\text{вих}} - 2\pi n r; \quad (2.28)$$

$$\Delta v_2(r) = v_{\text{CP}} \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[1 - \left(\frac{r-r_m}{r_{\text{K}}-r_m} \right)^m \right] \operatorname{tg} \beta_{\text{вих}} - 2\pi n r. \quad (2.29)$$

Враховуючи (2.28)-(2.29), вираз (2.27) набуває виду

$$M_p = a \int_{r_{\text{BT}}}^{r_m} \left[\left(\frac{Q}{S_{\text{ж}}} \right) \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[1 - \left(\frac{r_m-r}{r_m-r_{\text{BT}}} \right)^m \right] \operatorname{tg} \beta_{\text{вих}} - 2\pi n r \right]^2 dr + \\ + a \int_{r_m}^{r_{\text{H}}} \left[\left(\frac{Q}{S_{\text{ж}}} \right) \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[1 - \left(\frac{r-r_m}{r_{\text{K}}-r_m} \right)^m \right] \operatorname{tg} \beta_{\text{вих}} - 2\pi n r \right]^2 dr,$$

де

$$a = \frac{\rho_{\text{п}} r_m l_{\text{л}}}{2} z. \quad (2.30)$$

З урахуванням (2.26) отримаємо:

$$\Delta v_{1P}(r) = \left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}}\right) \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[1 - \left(\frac{r_m-r}{r_m-r_{BT}}\right)^m\right] k_1 \operatorname{tg} \beta - 2\pi n r; \quad (2.31)$$

$$\Delta v_{2P}(r) = \left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}}\right) \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[1 - \left(\frac{r-r_m}{r_K-r_m}\right)^m\right] k_1 \operatorname{tg} \beta - 2\pi n r. \quad (2.32)$$

Враховуючи (2.31)-(2.32), вираз (2.30) набуває вигляду

$$\begin{aligned} M_p = a \int_{r_{BT}}^{r_m} & \left[\left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}}\right)^2 \frac{(2m+1)^2(m+1)^2}{4m^4} \left[1 - 2\left(\frac{r_m-r}{r_m-r_{BT}}\right)^m + \left(\frac{r_m-r}{r_m-r_{BT}}\right)^{2m}\right] \operatorname{tg} \beta_{\text{вих}} - \right. \\ & \left. - 2\pi n r \right]^2 k_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta - 4\pi n r \left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}}\right) \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[1 - \left(\frac{r_m-r}{r_m-r_{BT}}\right)^m\right] k_1 \operatorname{tg} \beta + \\ & + 4\pi^2 \cdot n^2 r^2 dr + a z \cdot \int_{BT}^m \left[\left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}}\right)^2 \cdot \frac{(2m+1)^2(m+1)^2}{4m^4} \left[1 - 2\left(\frac{r_m-r}{r_m-r_{BT}}\right)^m + \right. \right. \\ & \left. \left. + \left(\frac{r_m-r}{r_m-r_{BT}}\right)^{2m}\right] k_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta - 4\pi n r \left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}}\right) \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[1 - \left(\frac{r_m-r}{r_m-r_{BT}}\right)^m\right] \cdot \right. \\ & \left. 4\pi^2 n^2 r^2 \right) dr. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Після перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned} M_p = a & \left(\left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}}\right)^2 (k k_1 \operatorname{tg} \beta)^2 \left[(r_H - r_{BT}) - 2 \left[\frac{r_m-r_{BT}}{m+1} \right] + \left[\frac{r_m-r_{BT}}{2m+1} \right] - \right. \right. \\ & \left. 2 \left(\frac{r_K-r_m}{m+1} \right) \left[\frac{r_H-r_m}{r_K-r_m} \right]^{m+1} + \left(\frac{r_K-r_m}{2m+1} \right) \left[\frac{r_H-r_m}{r_K-r_m} \right]^{2m+1} \right] - 4\pi \left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}}\right) \cdot k k_1 \cdot \operatorname{tg} \beta n \left[\frac{r_H^2+r_{BT}^2}{2} \right] + \\ & \left. \left(\frac{r_m^2+r_m m r_{BT}}{m^2+3m+2} - \frac{r_{BT}^2}{2+m} \right) + \left[\frac{r_m-r_H}{r_m-r_K} \right]^m \left(\frac{r_H^2}{m+2} - \frac{r_m^2+r_m m r_H}{m^2+3m+2} \right) \right] + \frac{4}{3} \pi^2 n^2 (r_H^3 - r_{BH}^3) \quad (2.34) \end{aligned}$$

Тертя рідини об дискову частину втулки відбувається в осьовому зазорі між турбінкою та вхідним і вихідним обтікачами. При розв'язанні задачі визначення відповідного моменту опору в якості еквіваленту торцевої поверхні втулки приймається нескінченна плоска пластинка, що обертається у в'язкій рідині навколо вісі oz з постійною кутовою швидкістю ω [13 – 18].

При своєму обертанні диск захоплює до обертання шар рідини товщиною δ . Для опису обертального руху рідини використовується система рівнянь Нав'є-Стокса для усталеного руху нестисливої рідини без врахування

масових сил в циліндричних координатах та рівняння нерозривності за таких граничних умов:

$$\text{при } \begin{cases} z = 0, v_r = 0, v_z = 0, v_\psi = \omega r \\ z \rightarrow \infty, v_r = 0, v_z \neq 0, v_c = 0 \end{cases},$$

де v_r, v_z, v_ψ – відповідно радіальна, осьова і тангенціальна складові швидкості рідини.

Нехтуючи впливом канта диску, можна визначити момент тертя рідини об дискову частину втулки. На кільці шириною dr і радіусом r виникає момент:

$$M_d = 2\pi \int_0^{r_d} r^2 \tau_{r\psi} dr, \quad (2.35)$$

Де $\tau_{r\psi}$ – дотичне напруження в площині диску.

Дотичне напруження в площині диску можна визначити за виразом:

$$\tau_{r\psi} = \mu \left(\frac{\delta v_\psi}{\delta z} \right) = \rho_{\Pi} r v^{0.5} \omega^{1.5} 0.616 \quad (2.36)$$

Враховуючи (2.36), залежність (2.35) після перетворень набуває виду:

$$M_d = 15.2394 r v^{0.5} r_{BT}^4 n^{1.5} \quad (2.37)$$

Момент тертя об циліндричну частину турбінки. До циліндричної поверхні турбінки, що обертається в рідині, відносяться: поверхня валу опорної групи, поверхня втулки та поверхня лопатей в радіальному зазорі. При розв’язанні задачі визначення опору циліндра, обмеженого зовні співвісним циліндром, припускається, що густина рухається концентричними колами з центрами на вісі обертання oz , тобто повздовжня швидкість v_a дорівнює нулю. Крім того, вважається, що через симетрію характеристики руху не залежать від кутової координати ψ . Дія масових сил не враховується [13 – 18].

Режим течії рідини двома співвісними циліндрами характеризується двома критеріями: числом Рейнольдса – для осьового руху і числом Тейлора – для обертального руху:

$$Re = \frac{2v(r_k - r_H)}{v}, Te = \frac{r_{CP}^{0.5}(r_k - r_H)\omega}{v}. \quad (2.38)$$

Момент сил опору обертанню циліндра радіусом r_{BT} і довжиною s за турбулентного режиму течії вимірювальної рідини визначається за виразом

$$M_{\Pi} = \int_0^{2\pi} \int_0^s \tau_1 r_{BT}^2 d\psi dl, \quad (2.39)$$

де

$$\tau_1 = \frac{v_{CP}^2 \lambda \rho}{8}$$

Після інтегрування та перетворення вираз (2.39) набуває виду:

$$M_{Ц} = \frac{\pi \rho_{П} r_H^2 s}{4 S_{ЖТ}^2 \sin^2 \beta} \lambda Q^2 \quad (2.40)$$

Момент сил опору тертя дорівнює добутку дотичного напруження на площу відповідної поверхні. В свою чергу дотичне напруження за умови даної задачі буде однаковим у будь-якій точці поверхні постійного радіуса. Отже, для розрахунку моменту опору обертанню турбінки в радіальному зазорі можна записати:

$$M_3 = \frac{4\pi \mu s h z r_H r_K^2}{\sin \beta_n V_0 (r_K^2 - r_H^2)} Q \quad (2.41)$$

де β_n – кут встановлення лопатей на зовнішньому радіусі турбінки.

Момент сил поверхневого тертя на середньому радіусі визначається за виразом:

$$M_{Ж} = C_X \frac{1}{2} \rho_{П} v_{CP}^2 2l_{л} (r_H - r_{BT}) r_{CP} z \cos \beta, \quad (2.42)$$

де C_X – коефіцієнт лобового опору.

Коефіцієнт лобового опору решітки лопатей для турбулентного режиму течії вимірюваного середовища має такий вигляд:

$$[C_{XT}]_p = \frac{0.0279}{\tau_p} \quad (2.43)$$

З урахуванням (2.42) вираз (2.43) для турбулентної течії вимірюваного середовища набуває виду:

$$M_{Ж} = \frac{0.0279}{\tau_p} \frac{z l_H r_{BT} (r_H - r_{BT}) \cos \beta}{\sin^2 \beta S_{ЖТ}^2} Q^2 \quad (2.44)$$

Для перетворення частоти обертання ЧЕ в електричний сигнал застосовуються вторинні перетворювачі, принцип дії яких базується на оптичних, ультразвукових, індукційних та інших методах перетворення. Такі вторинні перетворювачі мають незначний силовий вплив на обертання ЧЕ. Враховуючи, що між ЧЕ і вторинним перетворювачем механічні зв'язки мають величину другого порядку малості, при практичних розрахунках моменти реакції вторинного перетворювача приймаються рівними нулю.

Тепер можна записати рівняння руху ЧЕ в розгорнутому вигляді. З урахуванням (2.20), (2.34), (2.37), (2.40), (2.41), (2.42), (2.44) для вимірюваного середовища рівняння (2.1) набуде виду [23]:

$$\begin{aligned}
& 2\pi \cdot \rho_{\text{ЧЕ}} \left(\frac{1}{2} \pi r_{BT}^4 s + z(r_H - r_{BT}) h l_{\text{Л}} \cdot \left(\frac{r_H - r_{BT}}{2} \right)^2 \right) + z \left(\frac{1}{12} \cdot [((r_H - r_{BT})^2 + \right. \\
& \left. + l_{\text{Л}}^2) \sin^2 \beta + (h^2 + (r_H - r_{BT})^2) \cos^2 \beta] \right) \cdot \rho_{\text{ЧЕ}} (r_H - r_{BT}) h l_{\text{Л}} + z l_{\text{Л}} \rho_{\text{П}} \left(\mu_z \frac{h^4}{48} + \right. \\
& \left. + \left(\frac{r_H + r_{BT}}{2} \right)^2 (r_H - r_{BT}) h \cdot \right) \frac{dn}{dt} = a \left(\left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}} \right)^2 (k k_1 \operatorname{tg} \beta)^2 \left[(r_H - r_{BT}) - \right. \right. \\
& \left. - 2 \left[\frac{r_m - r_{BT}}{m+1} \right] + \left[\frac{r_m - r_{BT}}{2m+1} \right] - 2 \left(\frac{r_K - r_m}{m+1} \right) \left[\frac{r_H - r_m}{r_K - r_m} \right]^{m+1} + \left(\frac{r_K - r_m}{2m+1} \right) \left[\frac{r_H - r_m}{r_K - r_m} \right]^{2m+1} \right] - \\
& - 4\pi \left(\frac{Q}{S_{\text{Ж}}} \right) k k_1 \operatorname{tg} \beta n \left[\left[\frac{r_H^2 + r_{BT}^2}{2} \right] + \left(\frac{r_m^2 + r_m m r_{BT}}{m^2 + 3m + 2} - \frac{r_{BT}^2}{2 + m} \right) + \left[\frac{r_m - r_H}{r_m - r_K} \right]^m \left(\frac{r_H^2}{m+2} - \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{r_m^2 + r_m m r_H}{m^2 + 3m + 2} \right) \right] + \frac{4}{3} \pi^2 n^2 (r_H^3 - r_{BT}^3) \Big) - (15.2394 r v^{0.5} r_{BT}^4 n^{1.5} + \\
& + \frac{4\pi \mu s h z r_H r_K^2}{\sin \beta n V_0 (r_K^2 - r_H^2)} Q + \frac{\pi \rho_{\text{П}} r_H^2 s}{4 S_{\text{ЖТ}}^2 \sin^2 \beta} \lambda Q^2 + \frac{0.0279}{\tau_p} \frac{z l_{\text{Л}} r_{BT} (r_H - r_{BT}) \cos \beta}{\sin^2 \beta S_{\text{ЖТ}}^2} Q^2.
\end{aligned}$$

Висновки до розділу 2

Отримана математична модель витратоміра дозволяє здійснювати дослідження направлені на:

- виявлення конструктивних параметрів перетворювача витрати, що впливають на метрологічні характеристики витратоміра;
- оптимізацію параметрів ЧЕ для отримання приладу з високими метрологічними характеристиками.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ТУРБІННОГО ВИТРАТОМІРА

У зв'язку із швидким прогресом ЕОМ у світі, на зміну звичайним експериментам прийшло комп'ютерне моделювання, яке вже зараз стало невід'ємною частиною інженерного проектування. Таке моделювання дозволяє побудувати будь-який прилад із реальними конструктивними параметрами, та визначити його метрологічні характеристики, які цілковито відповідатимуть його реальній моделі. Однією з особливостей комп'ютерного моделювання є можливість ставити різноманітні експерименти із динамічним представленням результатів. Розробка таких моделей дає можливість детальніше вивчати більш складні процеси, наприклад взаємодія потоку вимірюваного середовища із елементами конструкції перетворювача витрати.

Комп'ютерне моделювання роботи турбінного витратоміра направлено на розв'язання таких задач [25]:

- визначення метрологічних характеристик;
- визначення впливу різних фізичних факторів на метрологічні характеристики;
- уточнення математичних моделей і розрахункових алгоритмів;
- оптимізація конструктивних параметрів турбінного витратоміра.

3.1 Програмний продукт реалізації математичної моделі

Для дослідження роботи витратоміра з аксіальною турбінкою розроблено програмний продукт (ПП) у середовищі Delphi 7.

Розроблений ПП дозволяє:

- обчислювати момент інерції та моменти опорів, які впливають на ЧЕ залежно від конструктивних параметрів;
- будувати динамічну характеристику;
- проводити дослідження статичної характеристики ;
- оцінювати похибку залежно від зміни досліджуваних параметрів.

Алгоритм математичного моделювання складається з трьох основних частин(рис. 3.1):

- введення вихідних даних;
- розрахунок характеристик турбінного витратоміра;
- виведення графічних залежностей: статичної та динамічної характеристик та похибки вимірювань.

Характерними особливостями ПП є:

- інтуїтивно – зрозумілий інтерфейс;
- можливість одночасного порівняльного розгляду декількох графічних залежностей на одній координатній площині.

Робота з ПП починається з введення початкових даних для розрахунків (рис. 3.2), після чого користувач отримує можливість розрахувати математичну модель [25].

Початковими даними для розрахунку є:

- густина ЧЕ, ρ ;
- радіус поверхні втулки, $r_{\text{вт}}$;
- осьова довжина профілю лопаті, s ;
- кількість лопатей, z ;
- густина вимірюваного середовища, ρ ;
- довжина хорди профілю, $l_{\text{л}}$;
- товщина профілю лопаті, h ;
- радіус зовнішньої поверхні лопаті, $r_{\text{н}}$;
- кут встановлення лопатей, β ;
- номінальний діаметр, D_n ;

Алгоритм роботи програмного продукту наведено на рис 3.1

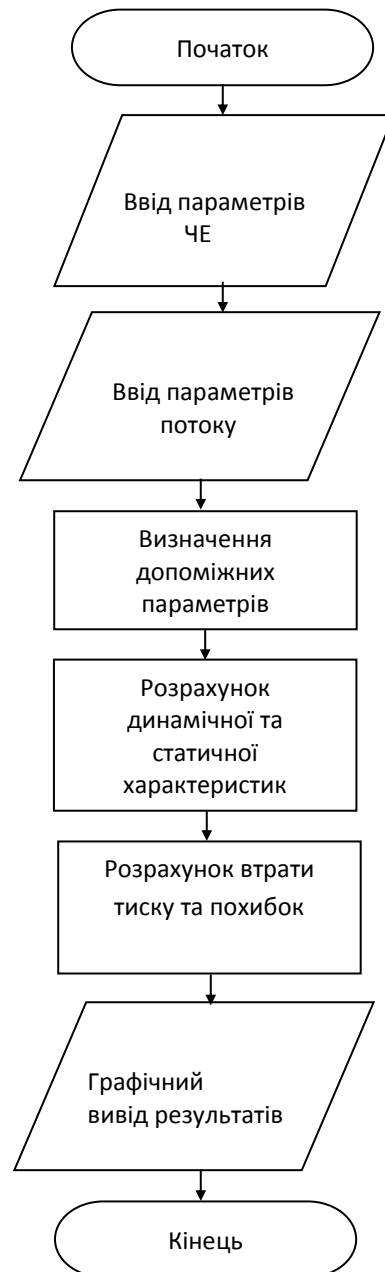


Рис.3.1. Блок схема алгоритму роботи програмного продукту

Густина ЧЕ (поліпропілен)	$\rho(\text{ЧЕ})$	946	кг*м3
Радіус поверхні втулки	$r_{\text{ВТ}}$	20	мм
Осьова довжина профілю лопаті	s	15,6	мм
Кількість лопатей	z	12	
Густина потоку	$\rho(n)$	863	кг*м3
Довжина хорди профілю	l_n	18	мм
Товщина профілю лопаті	h	2	мм
Радіус зовнішньої поверхні лопатей	$r(n)$	32	мм
Кут встановлення лопатей	B	60	
Густина турбіни	$\rho(t)$	946	кг*м3
Діаметр умовного проходу	D_y	50	мм

Рис. 3.2. Форма введення початкових даних

Щоб отримати диференціальне рівняння витратоміра потрібно перейти на вкладку “диф рівняння”, ввести значення витрати, для якої проводитиметься розрахунок, та натиснути кнопку “Розрахунок”.

Момент інерції ЧЕ

$J_{\text{ЧЕ}}$

Введіть Q , м3/год

A1
A2
A3
A4
A5
A6
A7

$n' =$ n^2 $n^{1.5}$ n

Розрахунок

Рис. 3.3. Форма для розрахунку моментів інерції та опорів, а також отримання диференціального рівняння

Графічний розв’язок рівняння можна побачити на вкладці “динамічна характеристика” (рис. 3.4), статичну характеристику перетворення – на відповідній їй вкладці (рис. 3.5).

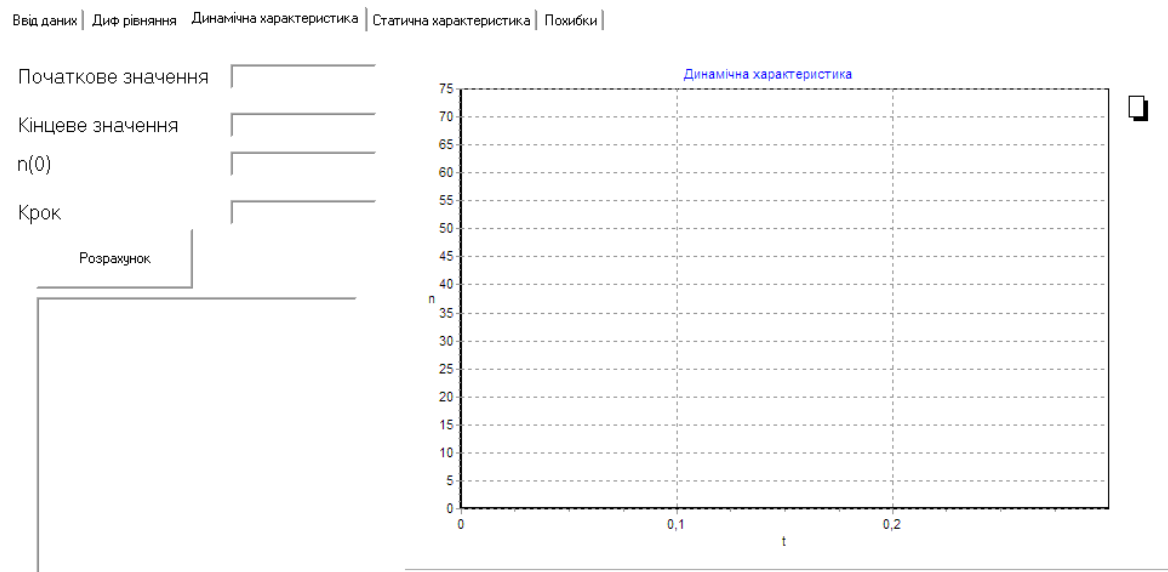


Рис. 3.4. Форма побудови динамічної характеристики

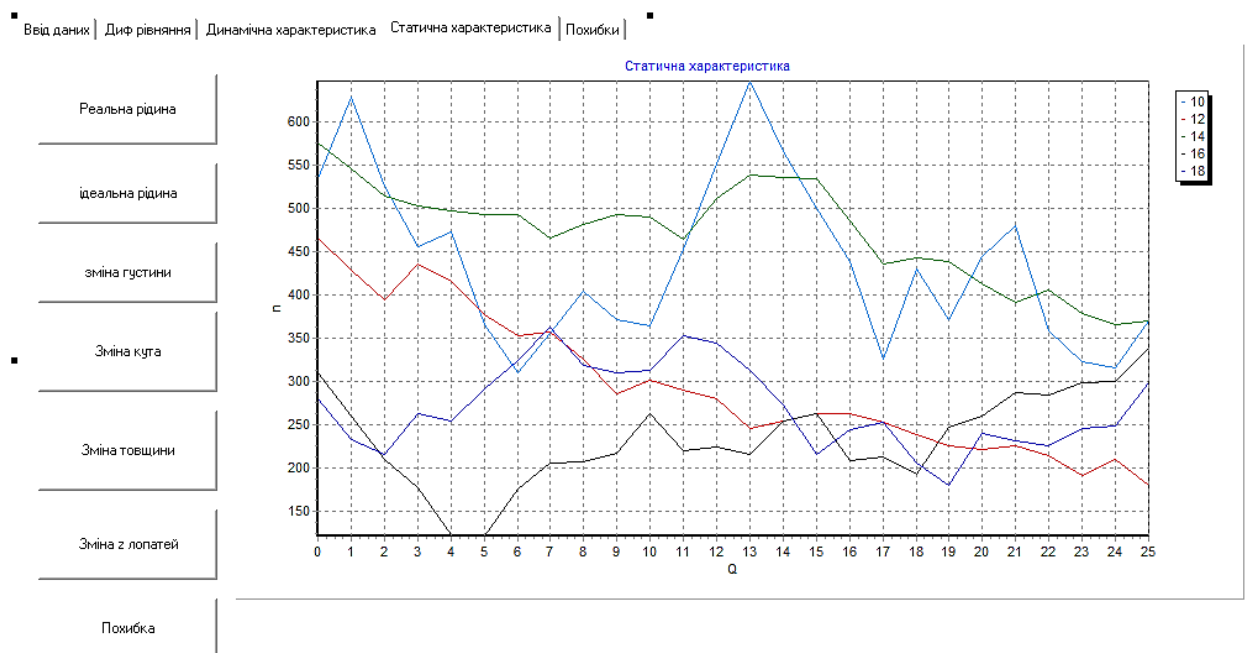


Рис. 3.5. Форма побудови статичної характеристики

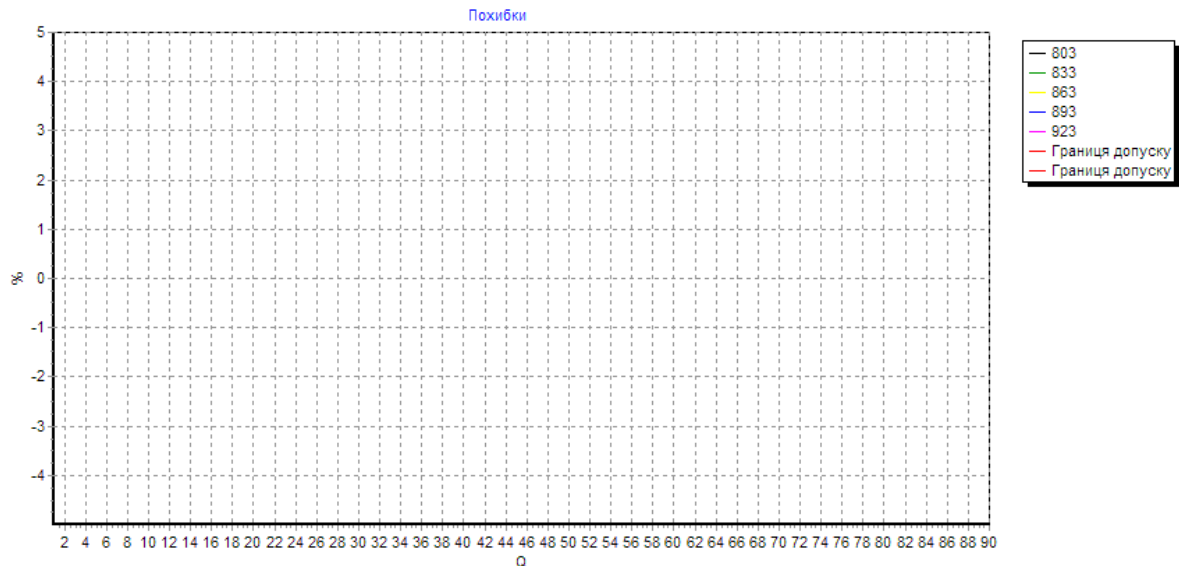


Рис. 3.6. Форма побудови кривої похибок

3.2 Методика роботи з програмним продуктом

Для роботи з програмним продуктом потрібно:

1. Ввести конструктивні дані в форму введення даних (рис. 3.2).
2. Після введення даних, перейти на вкладку “диф рівняння”, задати значення витрати, для якої проводитиметься обрахунок і натиснути на кнопку “розрахунок” (рис. 3.3), після чого програма, на базі введених значень, обрахує коефіцієнти, необхідні для отримання диференціального рівняння.
3. На вкладці “Динамічна характеристика” (рис 3.4) потрібно натиснути кнопку “розрахунок”, після чого програма побудує динамічну характеристику для заданої витрати Q , отриману за методом Ейлера.
4. На вкладці “Статична характеристика” (рис 3.5), натиснувши на кнопку “реальна рідина”, можна отримати статичну характеристику приладу, в межах від 0.3 до 90м³/год. При натисненні на кнопку “ідеальна рідина” програма перерахує рівняння, відкинувши моменти опорів, які діють на ЧЕ, та побудує статичну характеристику. При натисненні на кнопки “зміна кількості лопатей”, “зміна кута”, “зміна товщини

профілю”, “зміна η ” можна побачити як буде відрізнятися статична характеристика. Всі результати розрахунків будуть виведені на одну координатну площину. Максимальна кількість графіків на одній площині – 5.

- Після того, як була натиснута одна з вищезазначених кнопок, на вкладці “Похибка” (рис. 3.6.) будуть відображатися похибки 5 статичних характеристик відносно ідеальної статичної характеристики.

3.3 Дослідження динамічної характеристики

З врахування вищевказаних параметрів конструкції турбінного витратоміра, та при густині вимірюваного середовища $\rho = 863 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, обрахуємо динамічну характеристику для витратоміра з $D_y=50\text{мм}$ (рис. 3.7-3.9) [19, 20]:

при $Q_{\min}=0.3 \text{ м}^3/\text{год}$;

при $Q_n=50 \text{ м}^3/\text{год}$;

при $Q_{\max}=90 \text{ м}^3/\text{год}$;

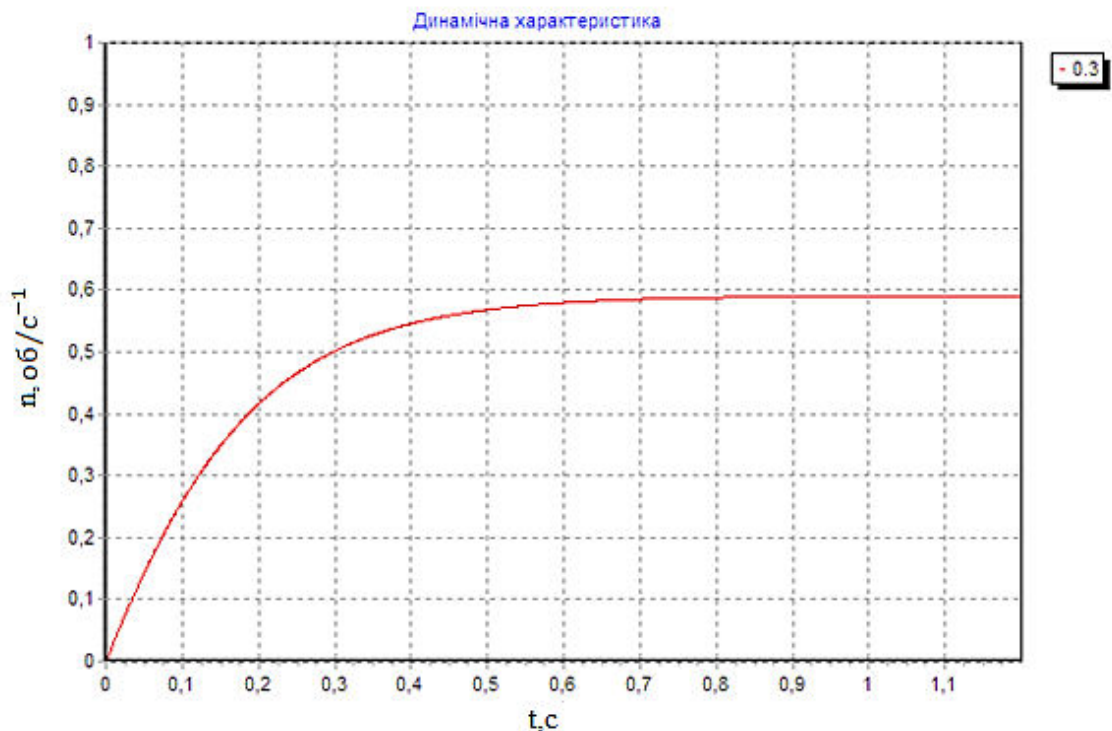


Рис. 3.7. Динамічна характеристика при $Q_{\min}$

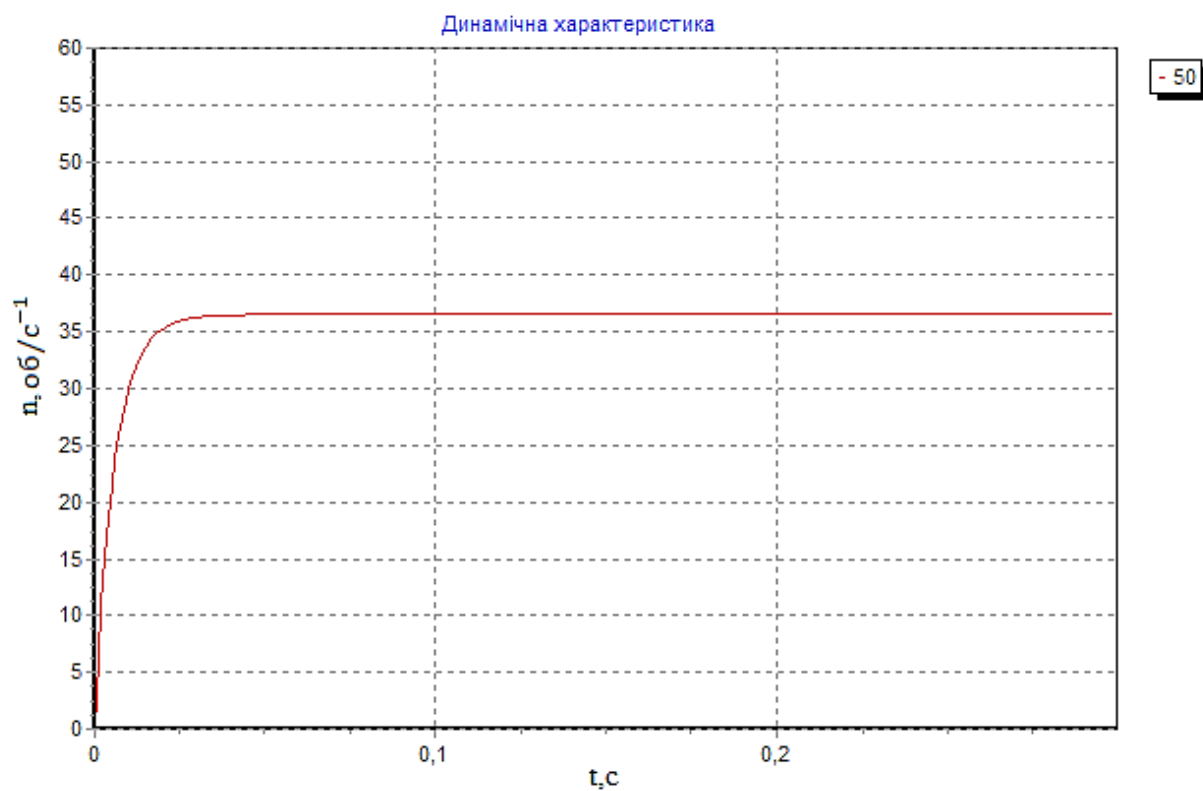


Рис. 3.8. Динамічна характеристика при Q_n

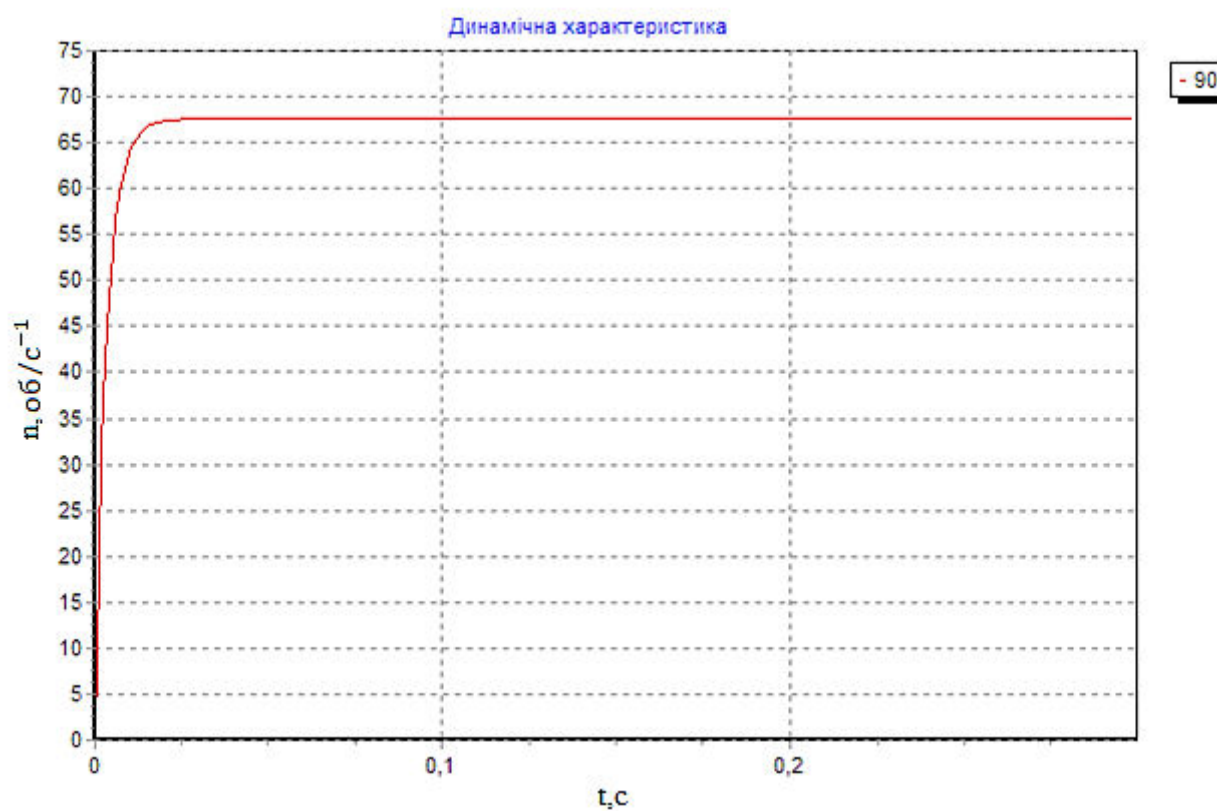


Рис. 3.9. Динамічна характеристика при Q_{max}

3.4 Дослідження статичної характеристики та похибки вимірювань

Статичною характеристикою вимірювального приладу називають функціональну залежність вихідного сигналу y від вхідного x в статичному режимі роботи приладу. Функціональну залежність $y = f(x)$ називають також рівнянням шкали приладу, градуювальною характеристикою. Статична характеристика може бути визначена аналітично, графічно, або у вигляді таблиць.

У нашому випадку статична характеристика – залежність частоти обертання ЧЕ від вхідної витрати (рис. 3.10).

Проведені дослідження впливу густини вимірюваного середовища на статичну характеристику показали, що при зменшенні густини частота обертання ЧЕ підвищується (рис 3.11). Також були проведені досліди впливу різних рідин на статичну характеристику (рис. 3.12).

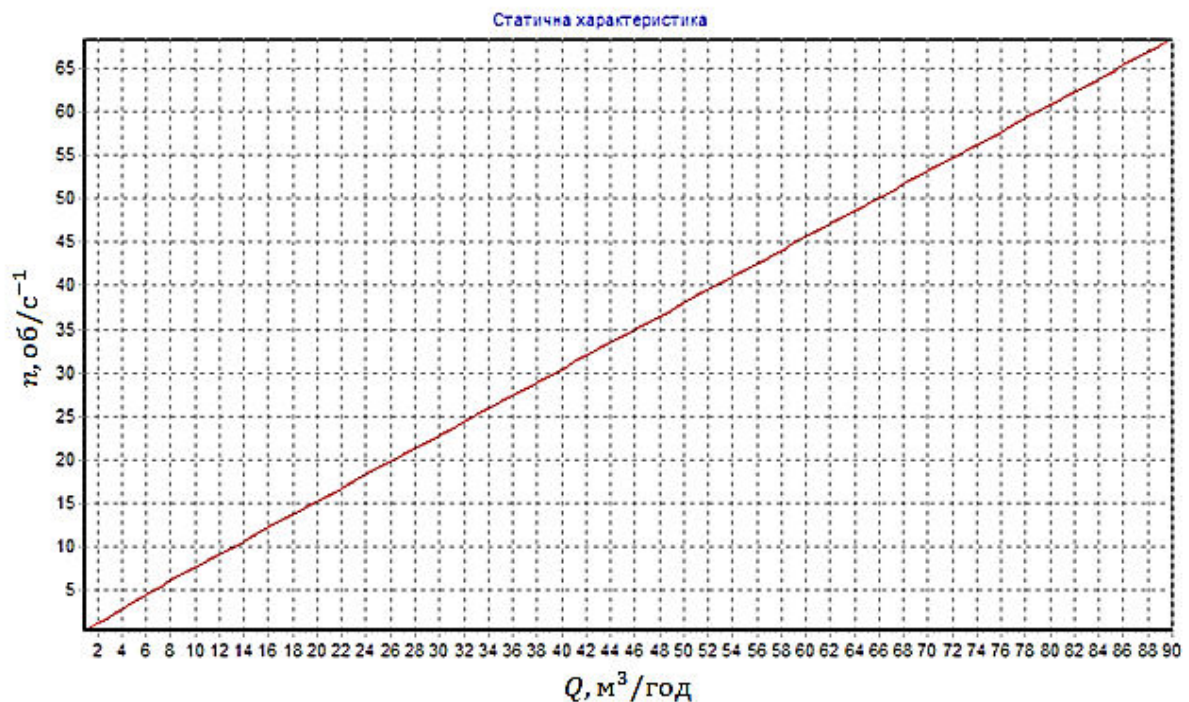


Рис. 3.10. Статична характеристика турбінного витратоміра

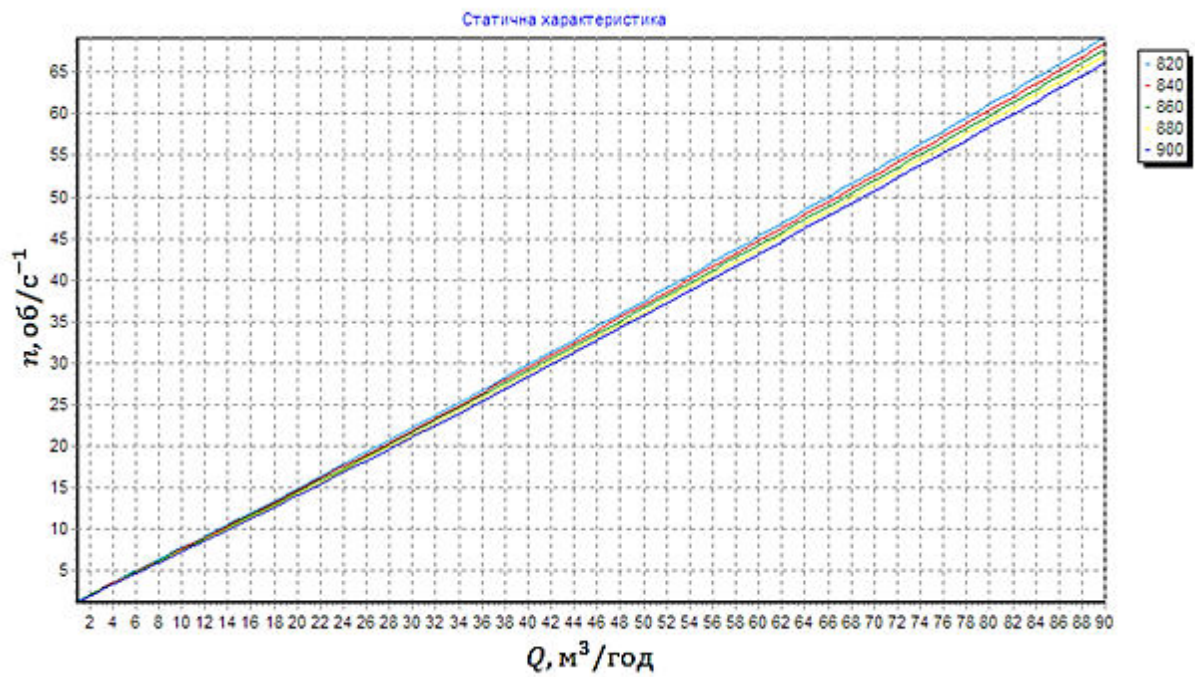


Рис. 3.11. Вплив густини вимірюваного середовища на статичну характеристику турбінного витратоміра

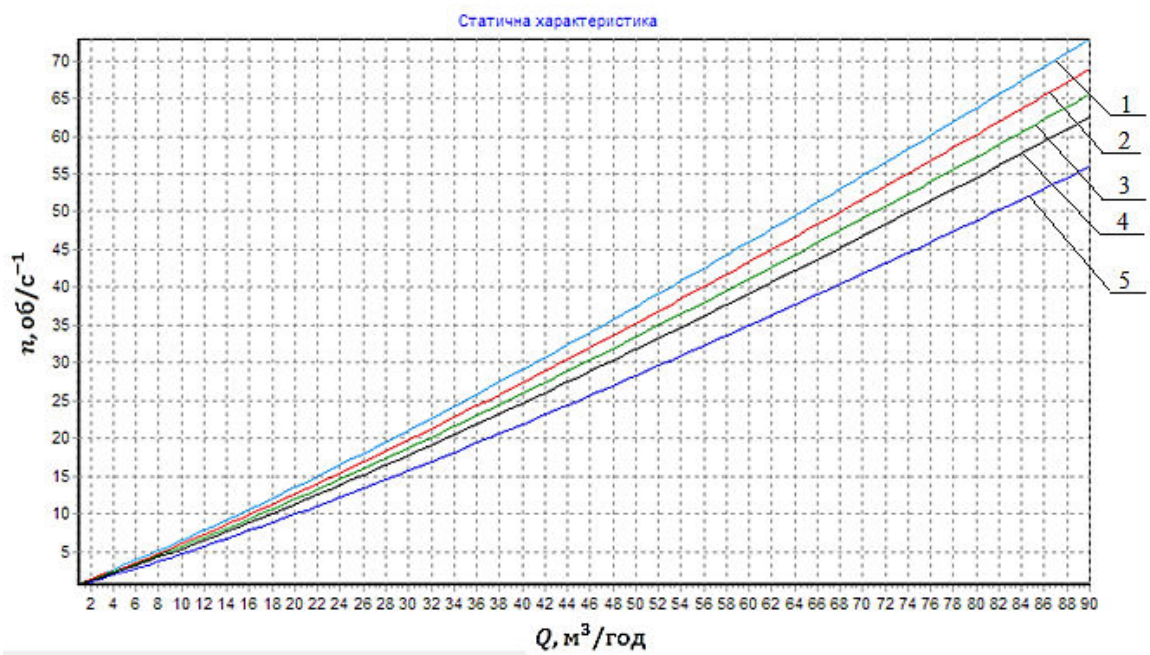


Рис. 3.12. Вплив густини на статичну характеристику турбінного витратоміра: 1 - бензин; 2 - спирт; 3 - мазут; 4 - вода; 5 - гліцерин

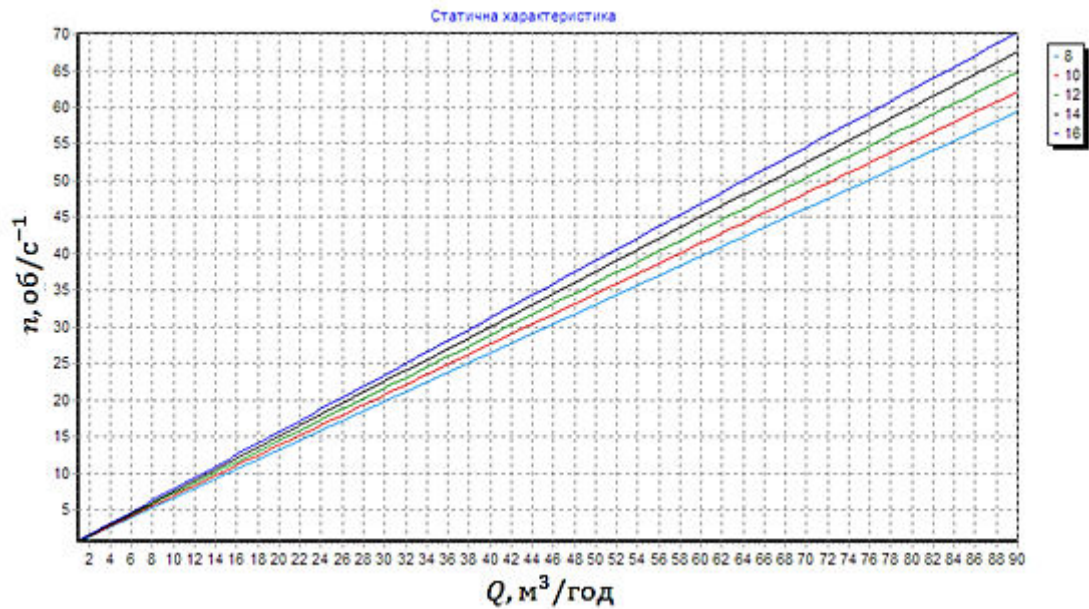


Рис. 3.13. Вплив кількості лопатей ЧЕ на статичну характеристику турбінного витратоміра

Збільшення кількості лопатей ЧЕ підвищує частоту обертання ЧЕ (рис 3.13). Зміна величини кута (рис 3.14) також призводить до зменшення величини частоти обертання [23, 25].

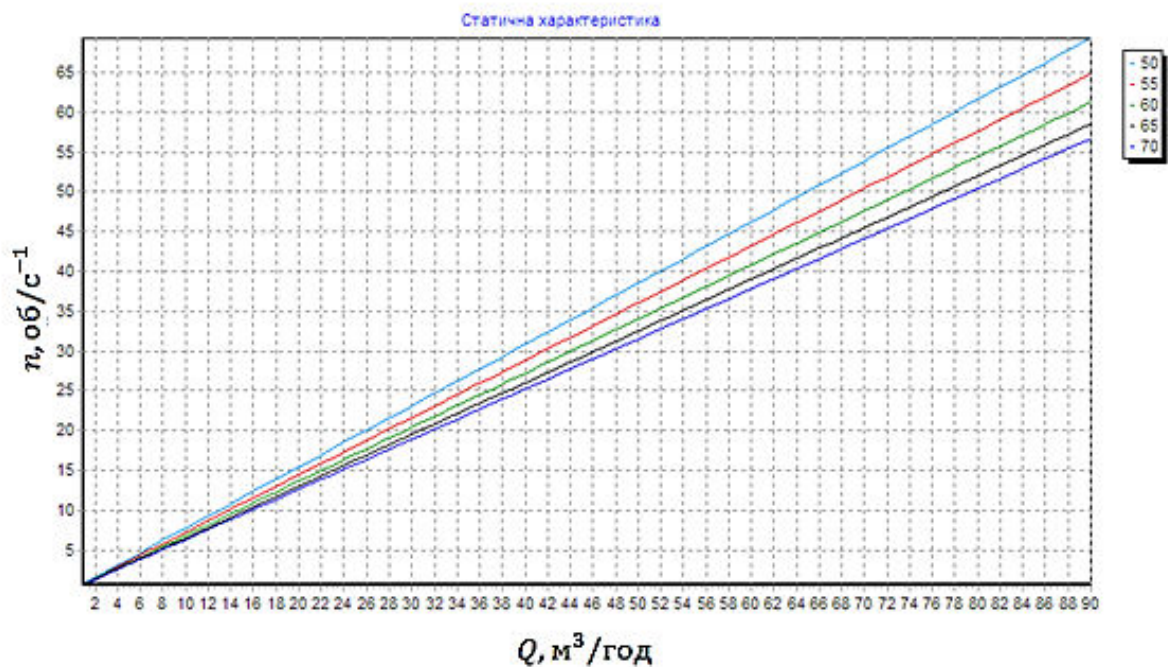


Рис. 3.14. Вплив кута встановлення лопаті ЧЕ на середньому радіусі на статичну характеристику турбінного витратоміра

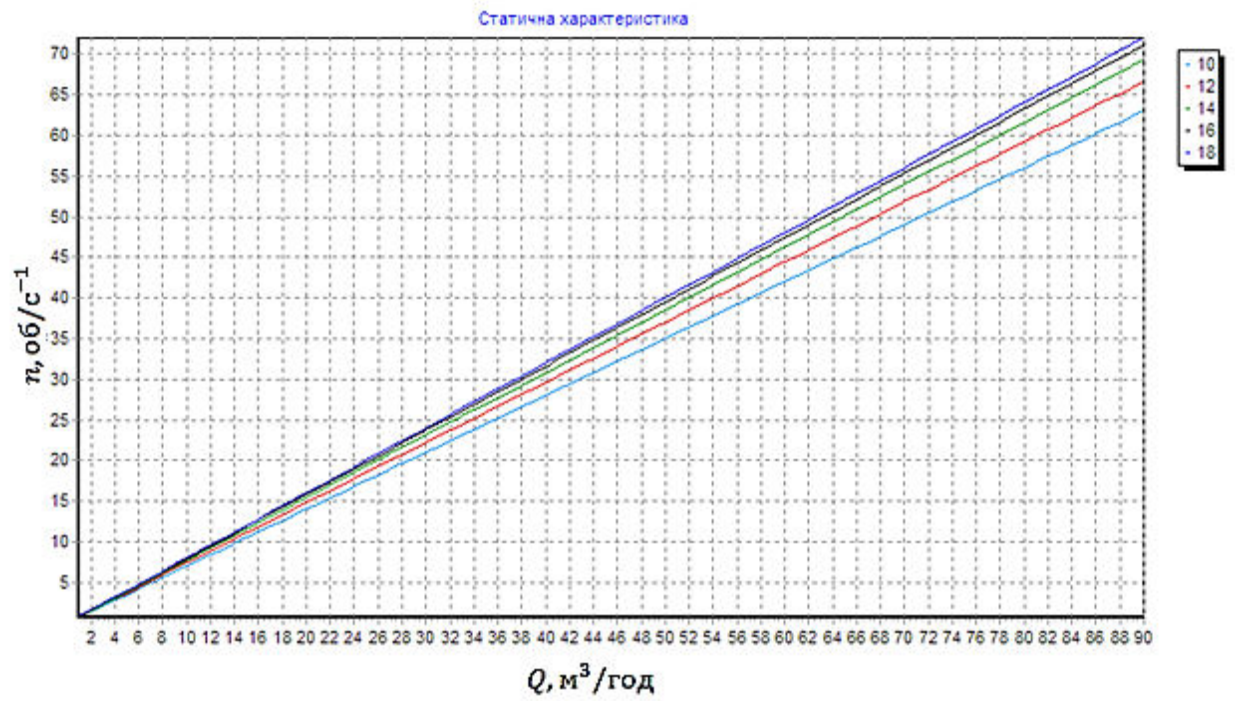


Рис. 3.15. Вплив осьової довжини турбінки на статичну характеристику турбінного витратоміра

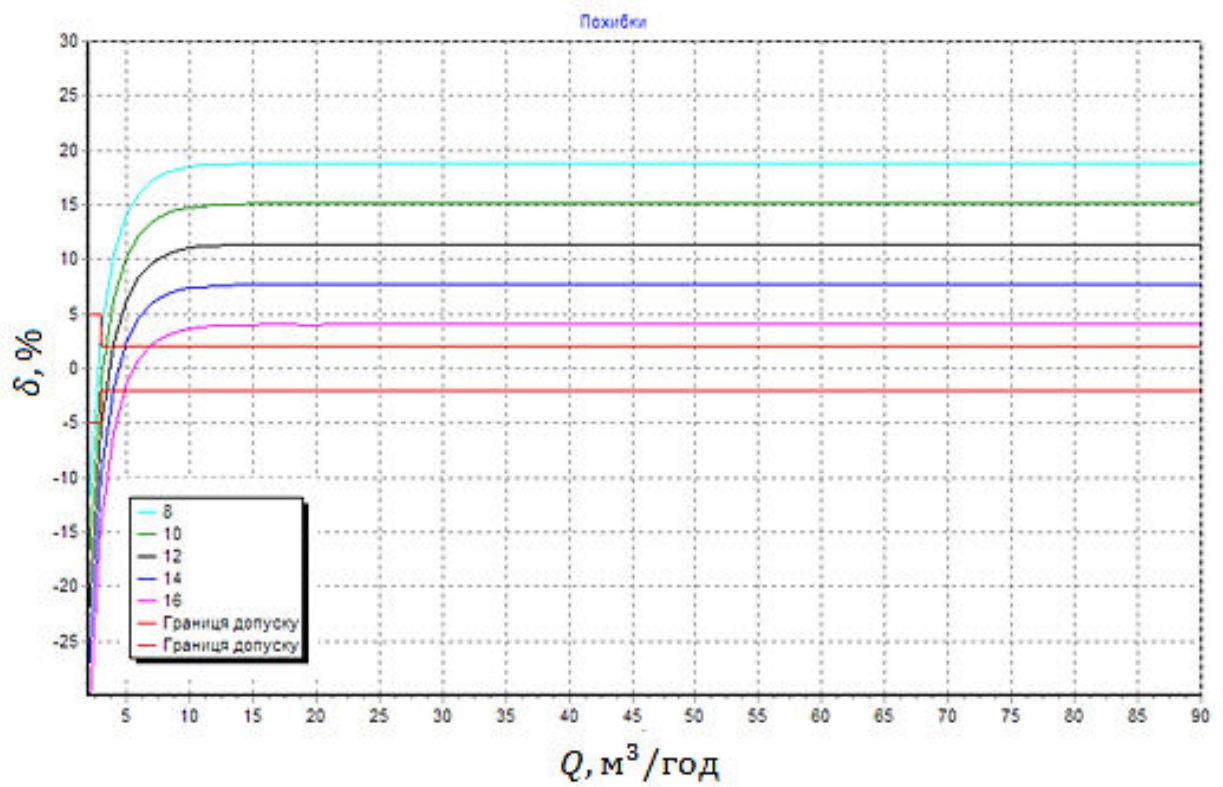


Рис. 3.16. Вплив кількості лопатей ЧЕ на похибку витратоміра

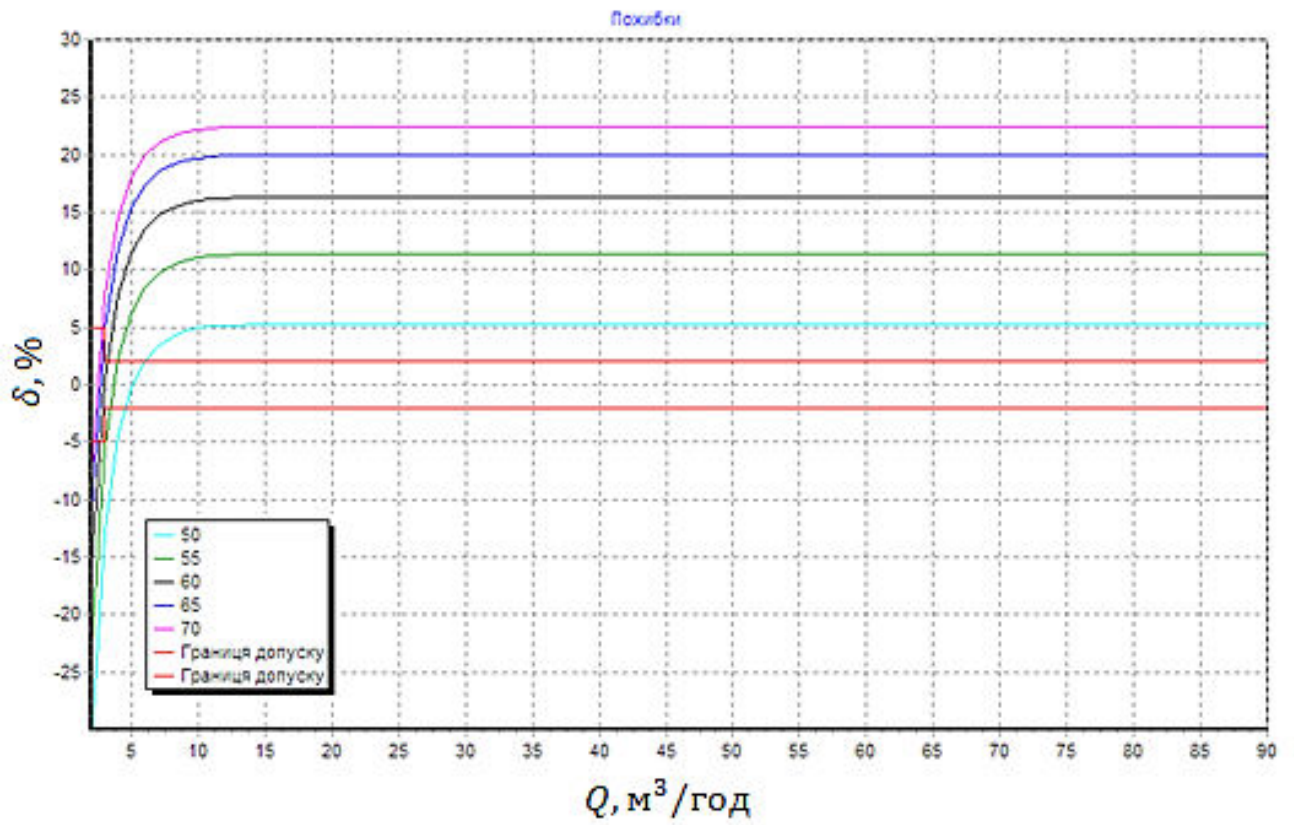


Рис. 3.17. Вплив кута встановлення лопаті ЧЕ на похибку

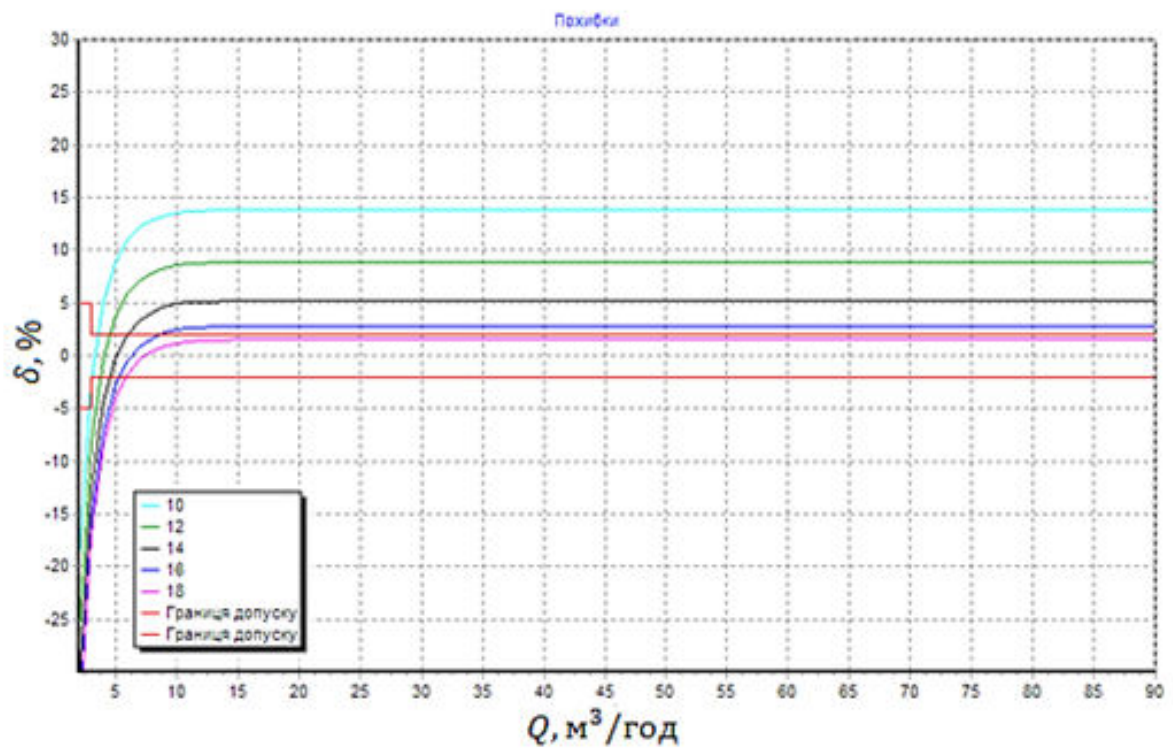


Рис. 3.18. Вплив осьової довжини турбінки на похибку

3.5 Втрати тиску на витратомірі

Для визначення статичного тиску в певному перерізі перетворювача необхідно знати такі параметри:

- площа живого перерізу;
- гідравлічний радіус в перерізі;
- середню швидкість;
- режим руху;
- коефіцієнт місцевого опору;

В даній роботі проводиться вимірювання втрати тиску нафти $\Delta P_{1\text{мат}}$ і $\Delta P_{2\text{мат}}$ в зонах гідравлічного тракту 1-4 і 2-3 відповідно (рис. 3.19).

Виходячи з рівняння Бернуллі для статичного тиску, можна записати [28]:

$$P_2 = \frac{\rho_{\text{п}} \cdot v_{\text{ср}}^2}{2} \left(1 - \frac{S_{\text{ж1}}^2}{S_{\text{ж2}}^2} - \varepsilon_{12} \cdot \frac{S_{\text{ж1}}^2}{S_{\text{ж2}}^2} \right), \quad (3.1)$$

де $\rho_{\text{п}}$ - густина вимірюваного середовища; $v_{\text{ср}}^2$ – середня швидкість потоку; $S_{\text{ж1}}^2$ - площа 1 живого перерізу; ε_{12} – коефіцієнт гідравлічного опору на ділянці між 1 та 2.

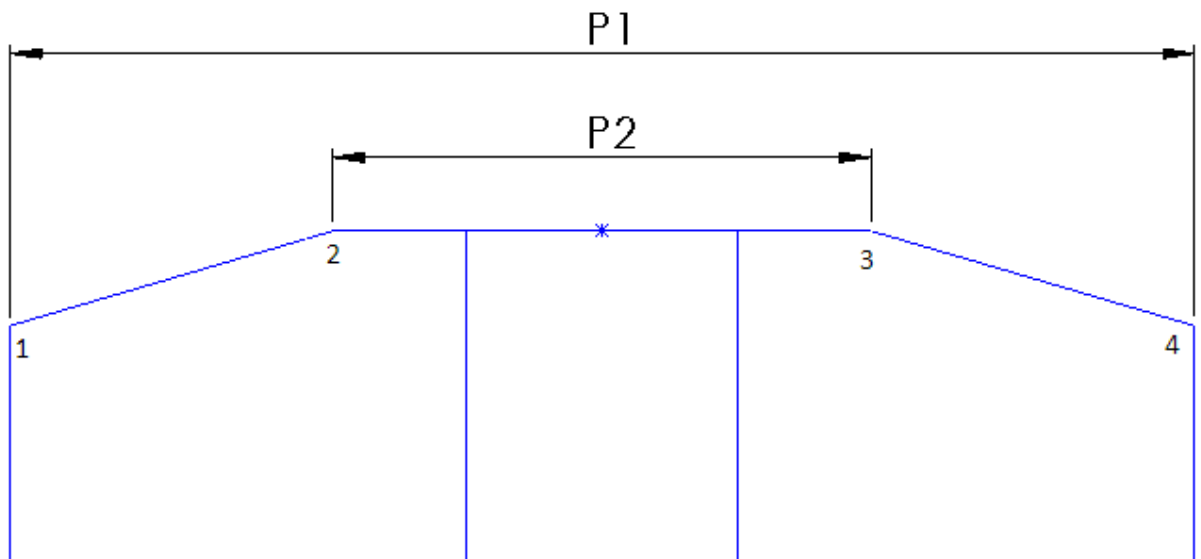


Рис. 3.19. Схема гідравлічного тракту конструкції

Коефіцієнт місцевого опору можна записати так [27]:

$$\varepsilon_{12} = k \frac{C_x \cdot S_m^2 / S_{ж0}^2}{(1 - \tau \cdot \frac{S_m}{S_{ж0}})^3}, \quad (3.2)$$

де C_x – коефіцієнт лобового опору тіла; τ - коректуючий коефіцієнт, що враховує вплив форми тіла та зміну поперечного перерізу; k - коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкості течії; S_m - площа міделя тіла; $S_{ж0}$ - площа живого перерізу потоку до встановлення тіла.

Для тиску в перерізах 3 і 4, виходячи з рівняння Бернуллі, можна записати:

$$P_3 = \frac{\rho_{п} \cdot v_{ср}^2}{2} (1 - \frac{S_{ж1}^2}{S_{ж3}^2} (1 - \varepsilon_{23})) \quad (3.3)$$

$$P_4 = \frac{\rho_{п} \cdot v_{ср}^2}{2} (1 - \frac{S_{ж3}^2}{S_{ж4}^2} (1 + \varepsilon_{34})) \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_{34} = \frac{\lambda}{8 \sin^2 \frac{\gamma}{2}} (1 - \frac{1}{n^2}), \quad (3.5)$$

де λ – лінійний коефіцієнт опору тертя, залежний від режиму течії вимірюваного потоку.

За отриманими результатами можна побудувати графік залежності втрат тиску від зміни витрати в зоні (Рис. 3.20).

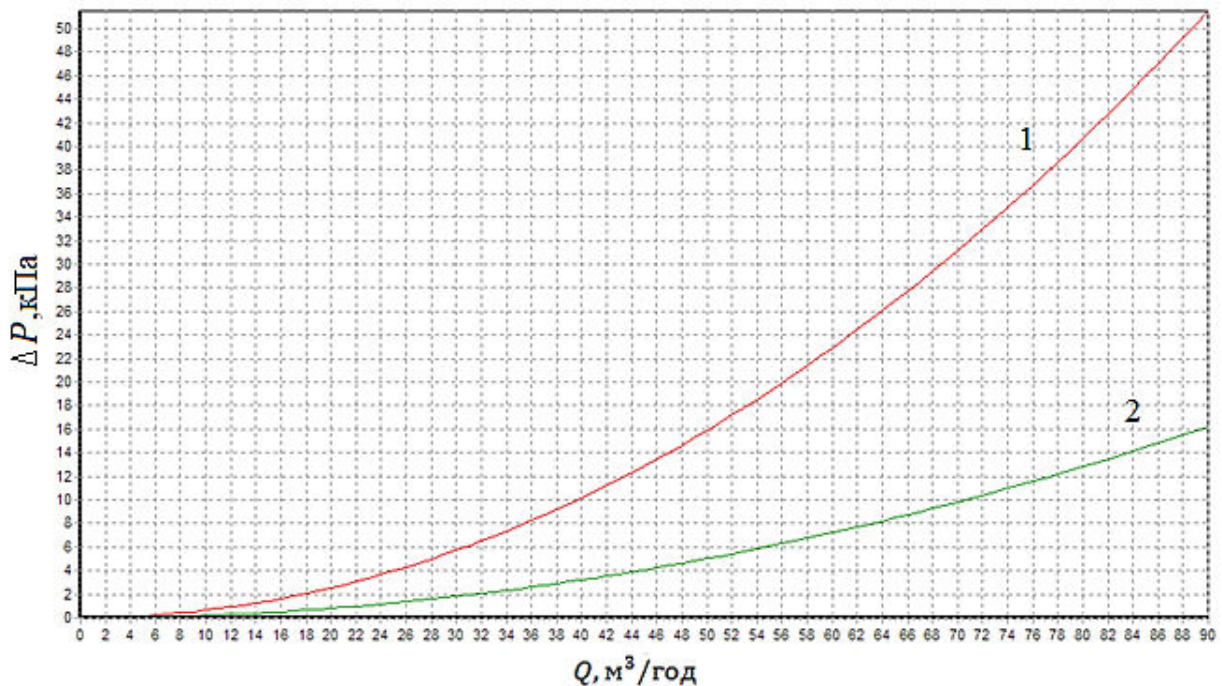


Рис. 3.20. Залежність втрат тиску від зміни витрати:

1 - в зоні від 1-1 до 4-4; 2 – в зоні 2-2 до 3-3

Висновки до розділу 3

Наведені в даному розділі результати теоретичних досліджень роботи турбінного витратоміра дозволяють зробити наступні висновки:

1. Сформульовано мету та задачі досліджень метрологічних характеристик турбінного витратоміра.
2. Розроблено програмний продукт реалізації побудованої математичної моделі. Це дозволяє дослідити динамічну і статичну характеристики турбінного витратоміра, похибку вимірювання витрат і перепад тиску на приладі.
3. Виявлені конструктивні параметри перетворювача витрати, що мають найбільший вплив на метрологічні характеристики приладу, а саме: кут встановлення лопатей, кількість лопатей і осьова довжина чутливого елемента.
4. Досліджено вплив конструктивних параметрів перетворювача витрати на метрологічні характеристики приладу з використанням створеного програмного продукту. Аналіз отриманих результатів показує що
 - При збільшенні кількості лопатей та осової довжини турбіни, частота обертання збільшується, похибка зменшується, втрата тиску збільшується, час перехідного процесу зменшується
 - при зменшенні кута встановлення лопаті ЧЕ, частота його обертання зменшується, похибка зменшується, час перехідного процесу збільшується, втрата тиску збільшується.
 - при збільшенні осової довжини ЧЕ, частота обертання збільшується похибка зменшується, втрата тиску зменшується, час перехідного процесу зменшується.
5. Доведено результатами проведених теоретичних досліджень впливу фізичних властивостей вимірюваного потоку на метрологічні характеристики витратоміра, що:

- при збільшенні густини у діапазоні від 820 м³/год до 900 м³/год вимірюваного середовища, частота обертання ЧЕ зменшується, похибка збільшується, час перехідного процесу збільшується;
- при збільшенні в'язкості вимірюваного середовища, частота обертання ЧЕ зменшується, похибка збільшується, час перехідного процесу збільшується.

РОЗДІЛ 4

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТУРБІННОГО ВИТРАТОМІРА

Оптимізація турбінного витратоміра має на меті пошук раціональних значень декількох параметрів, що забезпечують мінімум або максимум відповідної цільової функції. Для оптимізації параметрів перетворювача витрати необхідно [5, 26]:

- 1) визначитись з:
 - критеріями оптимізації;
 - цільовою функцією, що відображає роботу досліджуваної системи;
 - найбільш впливовими проектними параметрами цільової функції;
 - обмеженнями, в яких можуть змінюватись проектні параметри, тобто визначити початкові та граничні умови;
- 2) вибрати метод оптимізації;
- 3) побудувати алгоритм;
- 4) розробити програмне забезпечення;
- 5) провести оптимізаційні розрахунки.

4.1 Критерії оптимізації та цільова функція

Для оптимізації параметрів турбінного витратоміра, перш за все, необхідно визначити критерії оптимізації, що визначатимуть вигляд цільової функції.

Цільова функція – функція, досягнення екстремуму якої відповідає високим метрологічним характеристикам первинного вимірюваного перетворювача.

Оптимізація проводиться за комплексним критерієм, який дозволяє оцінити роботу турбінного перетворювача витрати у динамічному режимі,

що характеризується точністю вимірюваного перетворювача у широкому діапазоні витрати значеннями відносної та середньо-інтегральної похибок.

Відносна похибка визначення частоти обертання ЧЕ турбінного витратоміра визначається залежно від величини витрати наступним чином [26]:

$$\Delta n(Q) = \frac{n_{\text{ід}}(Q) - n_p(Q)}{n_{\text{ід}}(Q)} 100. \quad (4.1)$$

Найвідповідальнішим параметром цієї залежності є величина

$$n_p(Q) = F(Q, r_n, r_{vt}, \beta, h, z, r_k, v, \rho_{\text{п}}, \rho_{\text{т}}, l_{\text{л}}),$$

оскільки вона визначається розв'язком диференціального рівняння руху ЧЕ (2.1).

Отже, для визначення кожного окремого значення $\Delta n(Q)$ необхідно розрахувати коефіцієнти диференційного рівняння (2.1), а потім її розв'язати. В явному вигляді записати цільову функцію складно.

Відносну похибку можна визначати у формі середньо інтегральної похибки за виразом:

$$\Delta n_{CI} = \sum_{i=1}^n \Delta n_i P_i, \quad (4.2)$$

Δn_i - значення відносної похибки за i -тої витрати;

P_i - ваговий коефіцієнт (табл. 5.1), що є відносним об'ємом рідини, виміряним за i -тої витрати (Q_i), причому

$$\sum_{i=1}^n P_i = 1. \quad (4.3)$$

Таблиця 4.1. Значення вагових коефіцієнтів

Витрата, % від Q_n	2	10	20	50	100
P_i	0.02	0.02	0.08	0.23	0.65

З урахуванням (4.2) – (4.3), вирази для цільової функції набирають виду:

$$\Delta n_i = \frac{n_{\text{ід}}(Q_i) - n_p(Q_i, r_{n0}, r_{vt0}, \beta_0, h_0, z_0, l_{\text{л}0})}{n_{\text{ід}}(Q_i)} 100;$$

$$\Delta n_{CI} = \sum_{i=1}^n 100 \left(\frac{n_{iД}(Q_i) - n_p(Q_i, r_{n0}, r_{vt0}, \beta_0, h_0, z_0, l_{л0})}{n_{iД}(Q_i)} \right) P_i$$

Де $r_{n0}, r_{vt0}, \beta_0, h_0, z_0, l_{л0}$ – початкові значення проектних параметрів.

4.2 Межові умови проектних параметрів

Проектними параметрами є незалежні невідомі змінні, які повністю та однозначно визначають вирішувану задачу проектування та обчислювання в процесі оптимізації.

Проектними параметрами для турбінного витратоміра слугують геометричні характеристики вимірювальної камери, що суттєво впливають на його метрологічні характеристики та на роботу в цілому.

До таких геометричних параметрів перетворювача витрати відносяться:

- Товщина профілю лопатей h ;
- Радіальний зазор ($r_k - r_n$);
- втулкове відношення ($r_{vt} - r_n$);
- кількість лопатей z ;
- кут встановлення лопатей β ;
- осьова довжина турбінки s ;

Початкові умови. Початкові значення геометричних параметрів вимірювальної камери та ЧЕ візьмемо з діапазону межових умов, наведених далі.

Межові умові. Оскільки вимірювальна простір турбінного витратоміра є обмеженим, то геометричні параметри ЧЕ можуть змінюватись тільки в межах, що не перевищують розмірів діаметра умовного проходу, тобто величина кожного проектного параметра знаходиться в певних межах.

Слід зазначити, що на метрологічні та експлуатаційні властивості витратоміра впливають не тільки окремо взяті геометричні властивості, але й їх співвідношення [26, 31].

Товщина профілю лопатей h

Мінімальне значення товщини профілю лопатей визначається з розрахунку міцності лопаті на згин за максимальної витрати.

Розрахунок лопаті на міцність. Лопать турбінки можна представити у вигляді консольної балки, закріпленої на втулці турбінки (рис 4.1).

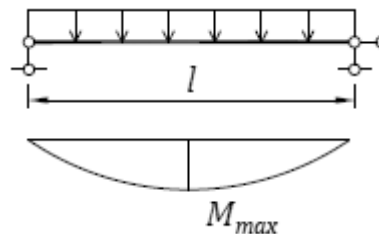


Рис. 4.1 Епюра розподілу сил на консольну балку

В більшості випадків, небезпечною є точка, де $M=M_{\max}$. Тому розрахунок на міцність полягає у [31]:

- 1) пошуку небезпечного перерізу;
- 2) Визначенні моменту опору W перерізу відносно нейтральної лінії перерізу;
- 3) Застосуванні основної умови міцності

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma], \quad (4.4)$$

де W – момент опору перерізу.

Для розв'язку задачі необхідно визначити силу F , що діє на лопать.

Фактично на лопать діє рушійний момент потоку, викликаний різницею швидкостей перед турбіною та після неї. Оскільки за максимальної витрати рух вимірюваного середовища буде турбулентним, то швидкість на вході до перетворювача визначатиметься за виразами (2.2) та (2.3). Враховуючи це отримаємо [31]:

$$M_1 = x \frac{\rho_{\Pi} l_{\Pi}}{2} v_{\text{ср}}^2 k_1^2 t g^2 \beta \frac{(2m+1)^2 (m+1)^2}{4m^4} ((r_H - r_{BT}) - 2 \left[\frac{r_m - r_{BT}}{m+1} \right] + \left[\frac{r_m - r_{BT}}{2m+1} \right] - 2 \left(\frac{r_K - r_m}{m+1} \right) \left[\frac{r_H - r_m}{r_K - r_m} \right]^{m+1} + \left(\frac{r_K - r_m}{2m+1} \right) \left[\frac{r_H - r_m}{r_K - r_m} \right]^{2m+1})$$

Момент опору перерізу визначається за формулою:

$$W = \frac{l_{\Pi} h^2}{6}. \quad (4.5)$$

Отже

$$[\sigma] = \frac{6 M_{\max}}{l_{\Pi} h^2}, \quad (4.6)$$

Для розрахунку балок з пластичних матеріалів рекомендується використовувати такі умови міцності [31]:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad (4.7)$$

або

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (4.8)$$

Дотичне напруження τ визначається за виразом:

$$\tau = k \frac{F}{S}, \quad (4.9)$$

де k – коефіцієнт, залежний від форми перерізу, F – абсолютна величина поперечної сили в тому перерізі, де обчислюється дотичне напруження; S – площа перерізу.

Товщину лопаті визначимо з умови міцності (4.8). З урахуванням (4.2) та (4.9) маємо [19, 31]:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\left(\frac{6 M_{\max}}{l_{\Pi} h^2} \right)^2 + 3k^2 \frac{F^2}{l_{\Pi}^2 h^2}} \leq [\sigma];$$

Отже мінімальна товщина лопаті турбінки визначається за виразом

$$h_{\min} = \sqrt{\frac{3k^2 F^2 - \sqrt{9k^4 F^4 + 144 l_{\Pi}^2 M_{\max}^2 \sigma^2}}{2 l_{\Pi}^2 [\sigma]^2}}. \quad (4.10)$$

Максимальна товщина лопаті турбінки буде дорівнювати

$$h_{max} = \frac{\pi r_{BT}}{z}. \quad (4.11)$$

Радіальний зазор ($r_k - r_n$). Зовнішній діаметр турбінки ЧЕ визначає величину зазору між лопатями та корпусом. При виборі його величини необхідно врахувати дві обставини [31]:

- Перетікання потоку крізь лопаті, викликані різницею тисків на протилежних сторонах лопаті, призводять до зменшення рушійного моменту;
- Зазор повинен бути меншим за товщину граничного шару на корпусі.

Оскільки на величину радіального зазору впливає величина r_n , то граничні значення величини радіального зазору визначаються граничними значеннями співвідношення r_n/r_k .

Звичайною нормою для зазору є $(r_k - r_n) = (0,01..0,02)D_n$.

Розв'язок цього рівняння відносно r_n дозволяє отримати співвідношення між величинами радіуса внутрішньої поверхні корпусу r_k та зовнішнім радіусом турбінки r_n :

$$r_n = (0,96 \div 0,98)r_k. \quad (4.12)$$

З урахуванням (4.12) можемо записати:

$$(r_k - r_n) = (0,0192 \div 0,0392) r_k. \quad (4.13)$$

Втулкове відношення (r_{BT}/r_n). Для зменшення шкідливого впливу вторинних течій різниця між r_n та r_{BT} не повинна бути дуже великою. Однак зменшення висоти лопатей викликає низку ускладнень конструктивного характеру, тому рекомендують вибирати:

$$(r_{BT}/r_n) = (0,5 \div 0,8) \quad (4.14)$$

або

$$r_{BT} = (0,48 \div 0,78)r_k. \quad (4.15)$$

Кількість лопатей z . Для досягнення рівномірності за поперечним перерізом розвороту потоку та попередження відриву пограничного шару на поверхні лопатей, крок решітки не повинен бути більшим за висоту лопатей.

Оскільки висота лопаті

$$(r_n - r_{\text{вн}}) = (0,48 \div 0,2)r_k,$$

Крок решітки на поверхні лопатей $t = 2\pi r_n/z$, то кількість лопатей визначається з виразу:

$$\frac{2\pi r_n}{z} = (0,48 \div 0,2)r_k.$$

Враховуючи (4.12), отримаємо:

$$\frac{2\pi r(0,960,98)_k}{z} = (0,48 \div 0,2)r_k.$$

Звідси

$$Z_{\min} = 2\pi \frac{0,96}{0,48} = 4\pi \approx 12 \quad (4.16)$$

$$Z_{\max} = 2\pi \frac{0,98}{0,2} = 9,8\pi \approx 30 \quad (4.17)$$

На практиці застосовуються турбінки з кількістю лопатей $z=4 \div 30$, тому доцільно в якості граничних умов вибрати $Z_{\min} = 4$ та $Z_{\max} = 30$ [26, 31].

Кут встановлення лопатей β . Розміщення спіральних лопатей на турбінці в загальному випадку виконується таким чином, щоб не залишалось вільних проходів для рідини, що протікає прямолінійно. Це здійснюється для того, щоб весь потік рідини створював обертове зусилля на лопаті турбінки. Кут встановлення лопатей, виходячи з технологічних міркувань, звичайно вибирають від 30° до 60° [31].

Осьова довжина турбінки s . Мінімальне значення осьової довжини турбінки повинно бути таким, щоб потік повністю заповнював між лопатеви́й канал. Якщо величину s зробити меншою (рис. 4.1), то частина вимірюваного потоку проходитиме крізь ЧЕ, не захоплюючи його до обертання. Це може призвести до збільшення похибки турбінного перетворювача.

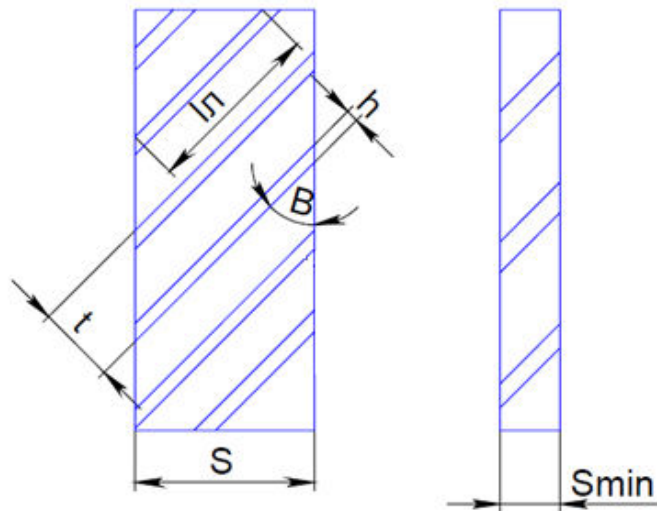


Рис 4.1 Визначення S_{min}

Величину S_{min} можна визначити так [26]:

$$S_{min} = \frac{t-h}{tg\beta} = \frac{\frac{2\pi r_{cp}}{z} \frac{h}{\sin\beta}}{tg\beta}. \quad (4.18)$$

Максимальне значення величини s визначається виходячи з припущення, що довжина лопаті не повинна бути більшою за довжину одного повного витка гвинтової лінії

$$S_{max} = H$$

або

$$S_{max} = 2\pi r_{cp} tg\beta. \quad (4.19)$$

4.3 Вибір методу оптимізації

Методи оптимізації умовно можна поділити на одновимірні та багатовимірні.

Основними методами одновимірного пошуку є: загальний пошук, метод половинного поділу, метод золотого перерізу та метод Фібоначчі [33, 34].

Багатовимірний метод відрізняється від одновимірного тим, що:

- Зі збільшенням числа вимірювань зменшується ймовірність унімодальності функції;

- Множина елементів, що утворюють багатомірний простір, набагато потужніше елементів одномірного простору;
- Об'єм обчислень для звуження невизначеності у багатомірному просторі є ступеневою функцією, показник якої дорівнює розмірності простору.

До багатомірних методів відносяться:

- Пошук за симплексом;
- Метод пошуку Хука – Дживса;
- Метод спряжених напрямів Пауела.

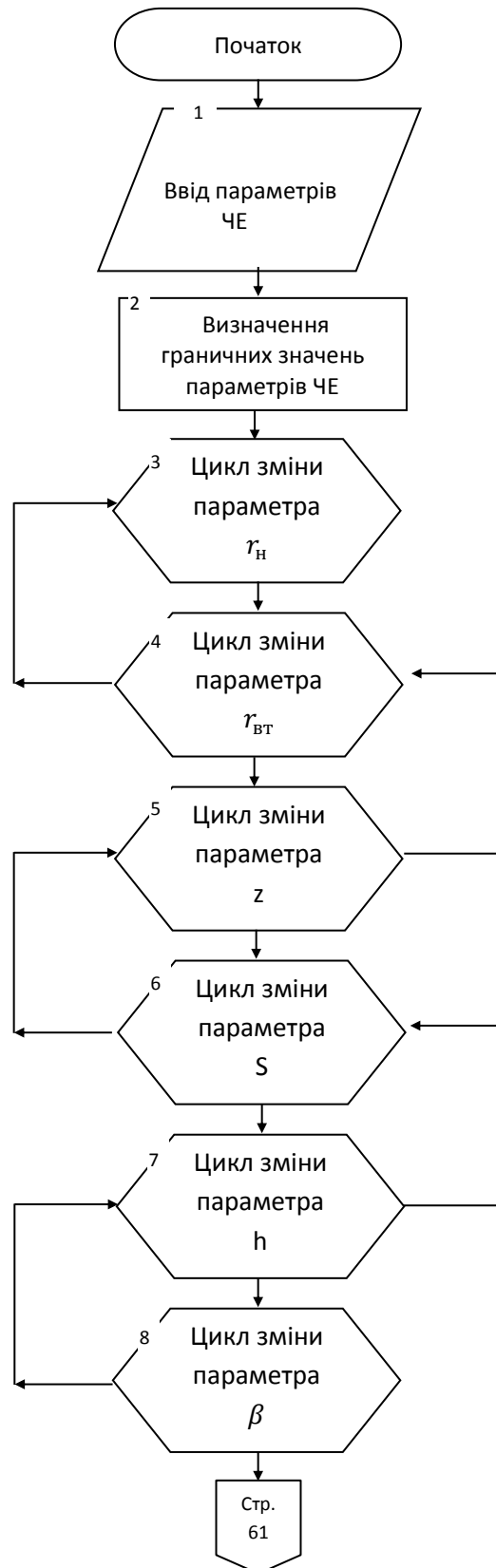
На жаль більшість цих методів оптимізації не підходять для розв'язання нашої задачі, оскільки цільова функція в нашому випадку являється розв'язком диференціального рівняння.

Найбільш прийнятним для є метод прямого пошуку, оскільки:

1. Не вимагає знання цільової функції у явному вигляді
2. Дозволяє врахувати обмеження, що накладаються на окремі конструктивні параметри ЧЕ.

4.4 Алгоритм оптимізації конструкції чутливого елементу.

Алгоритм роботи оптимізації ЧЕ наведено на рис 4.2.



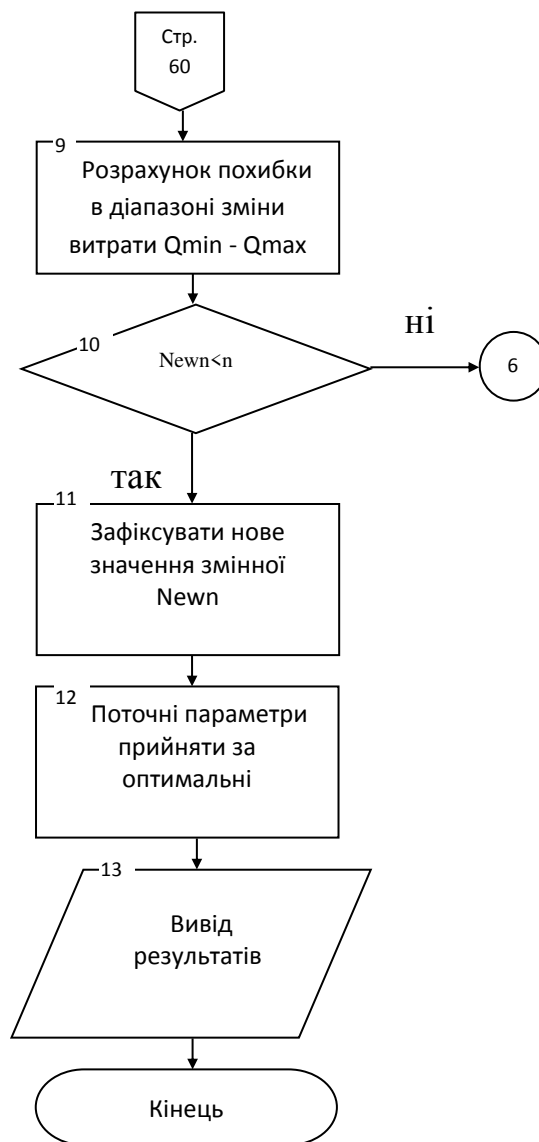


Рис.4.2. Блок схема алгоритму оптимізації витратоміра

4.5 Результати оптимізації

За результатами оптимізації турбінного витратоміра були отримані наступні значення проектних параметрів (рис. 4.3):

Таблиця 4.2 Результати оптимізації

Проектні параметри	До оптимізації	Після оптимізації
Зовнішній радіус турбінки	32	31
Радіус втулки турбінки	20	22
Ширина турбінки	15,6	15,2
Число лопатей	12	12

Кут встановлення	60	57
Товщина лопаті	2	1,5

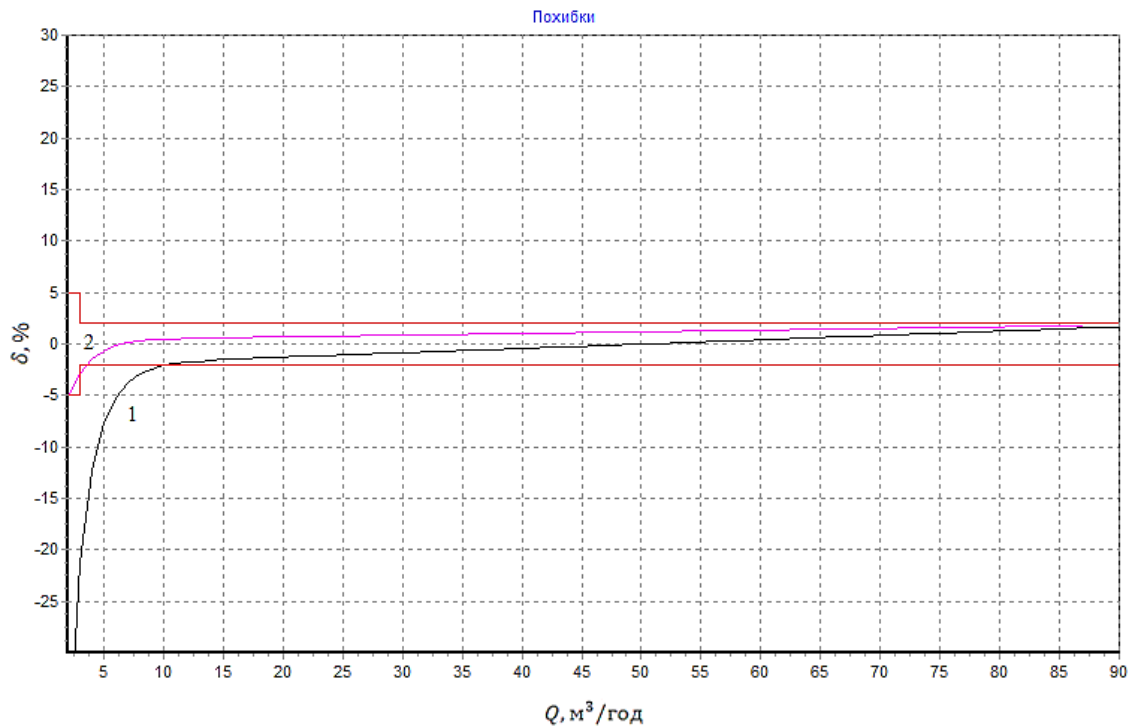


Рис. 4.3. Крива похибки турбінного витратоміра:

1 - до оптимізації; 2 – після оптимізації

Висновки до розділу 4

Наведені в даному розділі результати оптимізації роботи турбінного витратоміра дозволяють зробити наступні висновки:

1. Оптимізаційні розрахунки проведено за створеним алгоритмом, що реалізує метод прямого пошуку для оцінки значень обґрунтованих цільових функцій відповідно до обраних критеріїв у межах зміни проектних параметрів

2. За результатами оптимізації отримано значення проектних параметрів за яких похибка вимірювання не перевищує 0,5% в діапазоні витрат від 0,3 до 90 м³/год.

РОЗДІЛ 5

Експериментальні дослідження

5.1 Теорія подібності процесів

Вихідний сигнал перетворювача витратоміра виробляється в результаті обміну енергії між потоком та чутливим елементом. Тому вид статичної характеристики визначається як конструктивними особливостями перетворювача, так і гідродинамічними характеристиками потоку. На рис. 5.1 приведені статичні характеристики одного перетворювача, отримані на рідинах різних фізичних властивостей. Аналіз подібних кривих дозволяє виявити конкретні співвідношення. Можна підібрати рівняння, яке дозволить розрахувати зміну статичного зв'язку для сімейства кривих, викликані впливом в'язкості і густині рідини. Але отримані таким чином окремі залежності не дозволяють переглянути загальну картину зміни процесів в перетворювачах і завжди залишаються сумнівними в достовірності, особливо зі збільшенням кількості змінних, які впливають на вид характеристики. Вивчення таких явищ, які викликають зміну статичних характеристик, необхідне для вирішення задач, які виникають на етапах розробки і використання витратомірів.

При проектуванні перетворювачів, головною задачею залишається вибір геометричних параметрів, які при найменших втратах енергії потоку, забезпечують сталість і єдність статичної характеристики. Для вирішення таких задач, необхідно встановити загальний вид статичного зв'язку між витратою, вихідним сигналом, параметрами рідини і параметрами перетворювача, дійсних для групи однорідних процесів, які протікають у перетворювачі.

Закони подібності можна вивести із аналізу розмірності фізичних параметрів, що обумовлюють дане явище. При вивченні фізичних процесів, розмірні величини прийнято розділяти на основні і похідні. В механіці основними величинами є довжина L , маса M і час T . Розмірність будь-якої іншої величини виражається через ці три основні величини.

Розмірність величини об'ємної витрати визначається як $[L^3T^{-1}]$.

Два подібних явища відрізняються лише масштабом відповідних величин, тому із визначення розмірності випливає, що якщо оперувати безрозмірними величинами, то відношення, отримані для них, повинні бути однаковими в обох випадках. В цьому і полягає зв'язок теорії подібності і аналізу розмірностей.

В нашому випадку розглянемо течію в'язкої рідини через турбінний перетворювач. Оберт турбінки описується зв'язками, які мають наступні параметри:

Витрата рідини – $Q [L^3T^{-1}]$;

номінальний діаметр – $D_n [L^2]$;

в'язкість рідини – $\mu [ML^{-1}T^{-1}]$;

густина рідини – $\rho [ML^{-3}]$;

швидкість обертання турбінки – $n [T^{-1}]$.

Критерії подібності процесу повинні представляти собою безрозмірну комбінацію вказаних параметрів, піднесених у певні степені:

$$Q^{m_1}, D_n^{m_2}, \mu^{m_3}, \rho^{m_4}, n^{m_5}.$$

Оскільки комбінація із безрозмірних критеріїв також безрозмірна, то її розмірність відносно основних параметрів повинна бути нульовою

$$[L^3T^{-1}]^{m_1}, [L^2]^{m_2}, [ML^{-1}T^{-1}]^{m_3}, [ML^{-3}]^{m_4}, [T^{-1}]^{m_5} = [MTL]^0.$$

Порівнюючи розмірності в лівій і правій частинах останнього рівняння, отримаємо три рівняння:

$$m_3 + m_4 = 0;$$

$$m_1 + m_3 + m_5 = 0;$$

$$3m_1 + m_2 - m_3 - 3m_4 = 0;$$

Число невідомих дорівнює 5, тому приймемо m_4 і m_5 незалежними. Вирішуючи рівняння знайдемо:

$$m_1 = m_4 - m_5;$$

$$m_2 = 3m_5 - m_4;$$

$$m_3 = -m_4;$$

Шукані безрозмірні комбінації мають вигляд:

$$\left(\frac{Q_Q}{L_\mu}\right)^{m_4} \text{ і } \left(\frac{nL^3}{Q}\right)^{m_5}.$$

Отже, рівняння процесу в турбінному перетворювачі в критеріальній формі запишеться у вигляді:

$$F = \left[\left(\frac{Q_Q}{L_\mu}\right)^{m_4}, \left(\frac{nL^3}{Q}\right)^{m_5} \right] = 0. \quad (5.1)$$

До складу отриманих критеріїв подібності входить характеристичний розмір L .

Якщо його вибрати рівним кореню квадратному із S , то перший критерій подібності буде дорівнювати числу Рейнольдса, обчисленому по L :

$$Re_L = \frac{VL_Q}{\mu} = \frac{QL_Q}{S_\mu} = \frac{Q_Q}{L_\mu}.$$

Другий критерій (π) може бути інтерпретований як безрозмірний коефіцієнт перетворення Q в вихідний сигнал n . Перепишемо рівняння (5.1) в виді

$$F = [Re_L, \pi] = 0. \quad (5.2)$$

Отримане рівняння дає уявлення про переваги і недоліки методу аналізу розмірностей. Головна перевага методу – простота і легкість отримання безрозмірних комплексів. Використання при цьому даної теореми дає можливість оцінити за попередніми даними складність результатів аналізу.

Серед критеріїв подібності, отриманих тим чи іншим способом, є визначаючі критерії, рівність яких у співставлених системах, є передумовою існування подібності. Рівність інших критеріїв витікає з факту існування подібності. Критерії, які містять невідомі величини, повинні розглядатися як функції визначаючих критеріїв.

Критерій подібності π_k характеризує повне перетворення, яке відбувається на ЧЕ, якщо розглянути перепад тиску на витратомірі, то встановлюється зв'язок між π_k і числом Ейлера Eu через критерій подібності $\pi_p = \frac{\Delta P}{Q n^2 L^2}$, який характеризує перепад тиску:

$$Eu_L = \frac{\Delta P L^4}{Q_q} = \pi_k^2 \pi_p.$$

Число Ейлера для нафти буде розраховано наступним чином:

$$Eu_n = \frac{P}{\rho_n v^2};$$

Тепер розрахуємо число Ейлера для води:

$$Eu_b = \frac{P}{\rho_b v^2};$$

Після розрахунків порівнюємо значення критеріїв для нафти і води, оскільки розрахунок проводився за сталої швидкості потоку і тиску, а густина нафти менша за густину води, то:

$$Eu_n > Eu_b;$$

Для доведення подібності процесів між середовищами потрібно довести рівність критеріїв, тому необхідно порівняти два критерії між собою, підбираючи необхідну величину тиску.

$$Eu_n = Eu_b = \frac{P_n}{\rho_n v^2} = \frac{P_b}{\rho_b v^2};$$

Звідси випливає:

$$P_n = \frac{\rho_b}{\rho_n} v^2;$$

Спростивши рівняння, запишемо його у вигляді:

$$P_n = \frac{\rho_n}{\rho_b} P_b$$

5.2 Перевірка адекватності математичного моделювання

Моделювання роботи витратоміра у SolidWorks. Побудуємо модель витратоміра (рис.5.2).

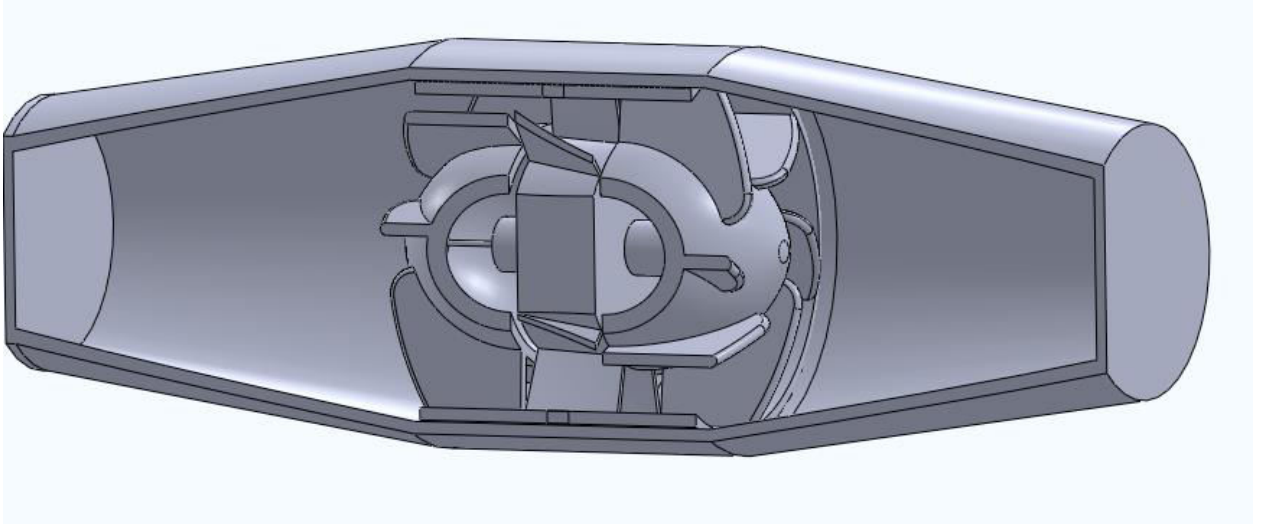


Рис. 5.2 Розрахункова модель гідравлічного каналу турбінного витратоміра

Для визначення фізики проливу рідини скористаємось додатком Flow Simulation. Обираємо систему вимірювання SI (рис. 5.3), та команду Rotation, для завдання частоти обертання турбінки (рис. 5.4). В якості вимірюваного середовища вибираємо нафту (рис. 5.5). На вході та виході задаємо швидкість вимірюваного потоку, та швидкість обертання турбінки (рис. 5.6). Визначаємо площини, по яких буде проходити вимірювання перепаду тиску (рис. 5.7).

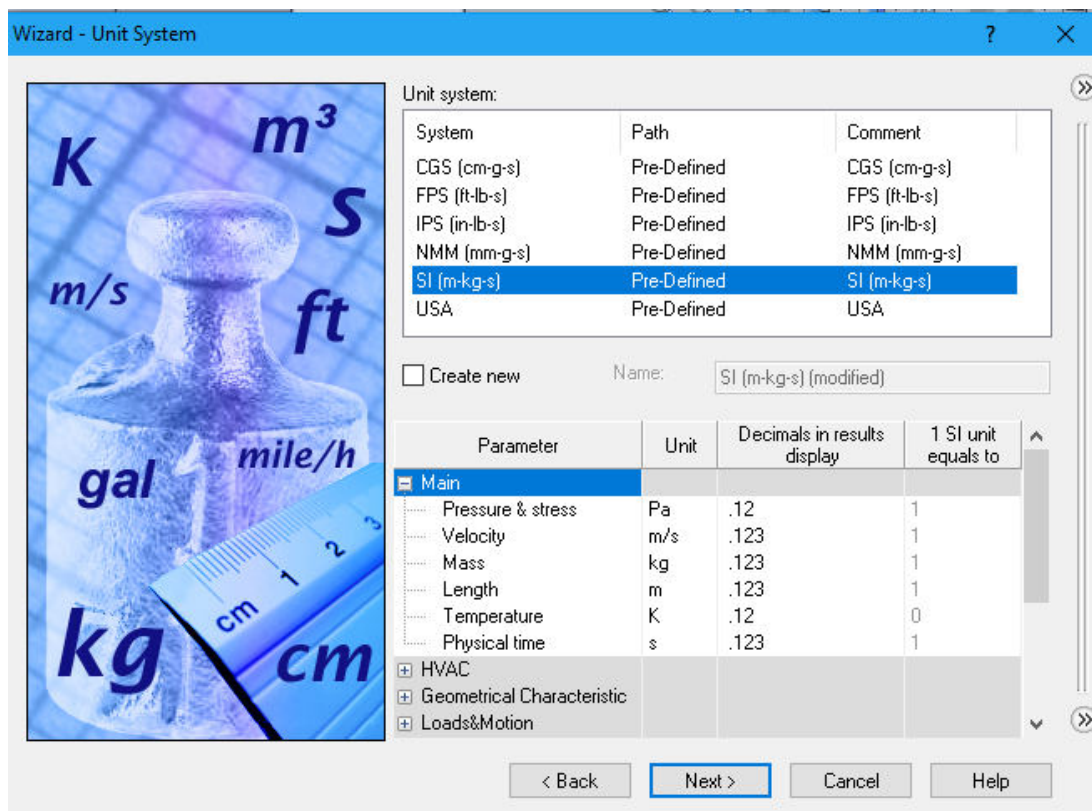


Рис. 5.3. Меню вибору системи вимірювання в додатку Flow Simulation

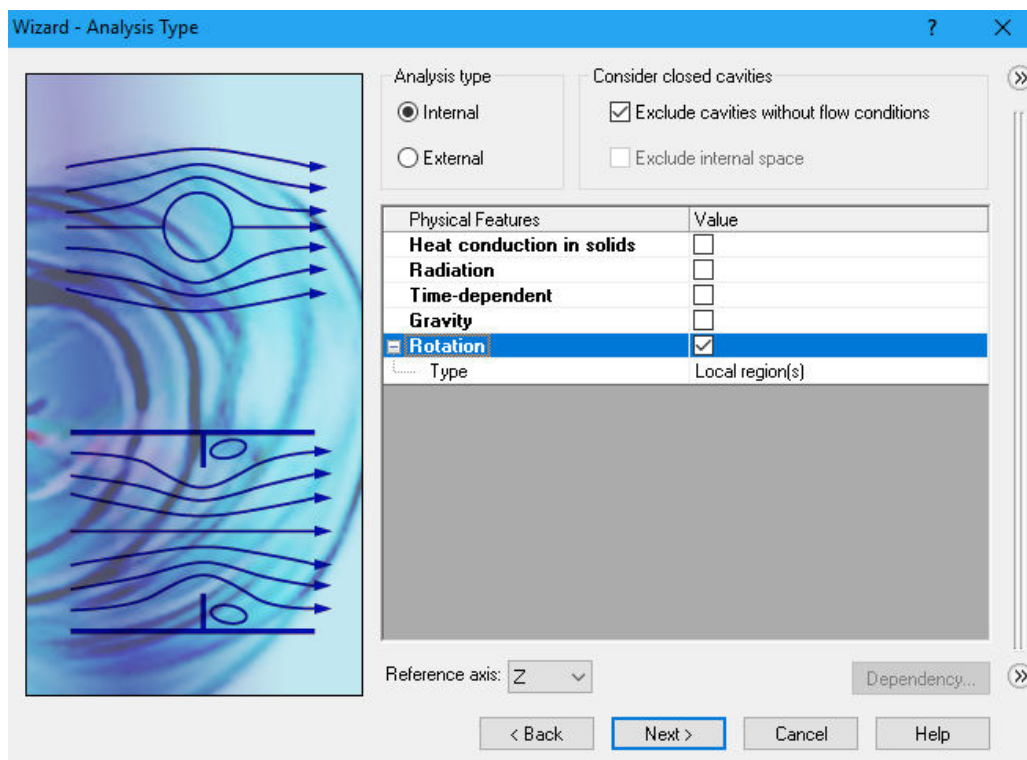


Рис. 5.4. Меню вибору додаткових параметрів

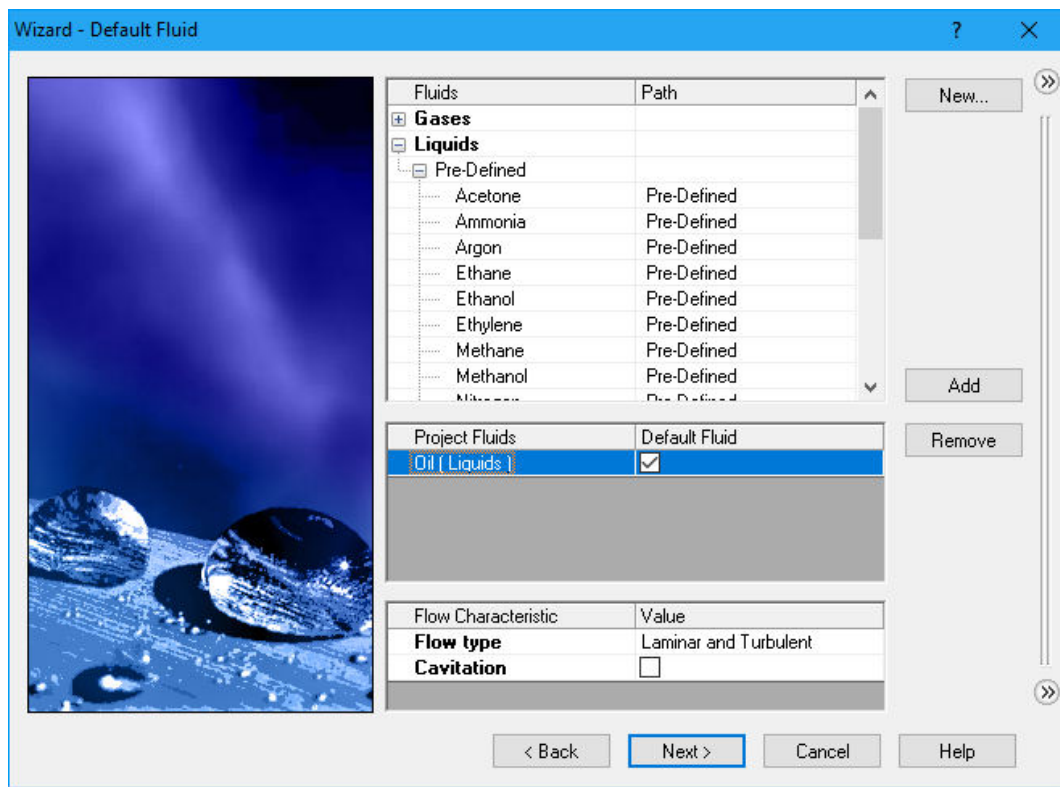


Рис. 5.5. Меню вибору вимірюваного середовища

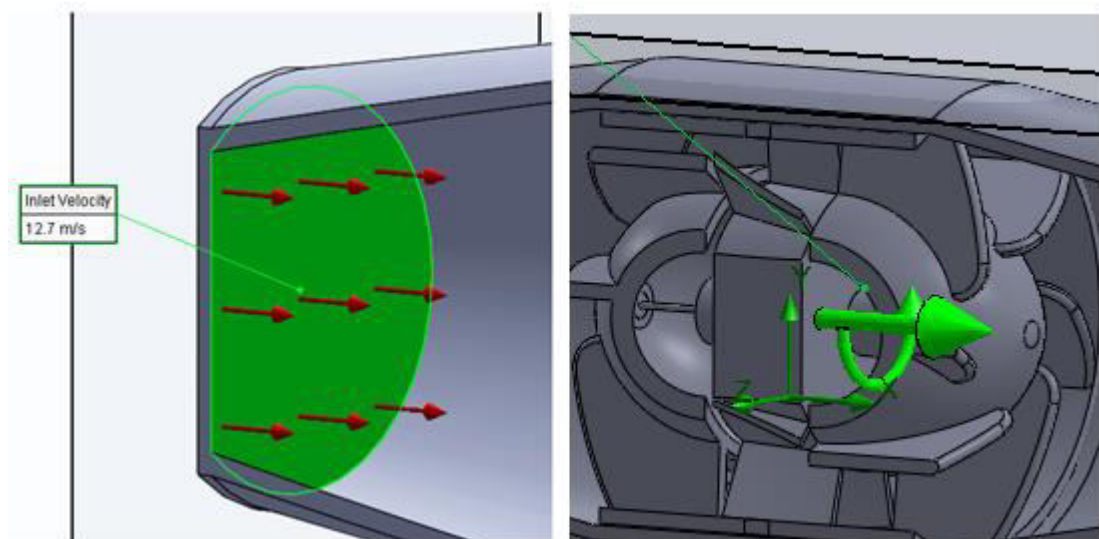


Рис. 5.6. Визначення необхідних параметрів проливу

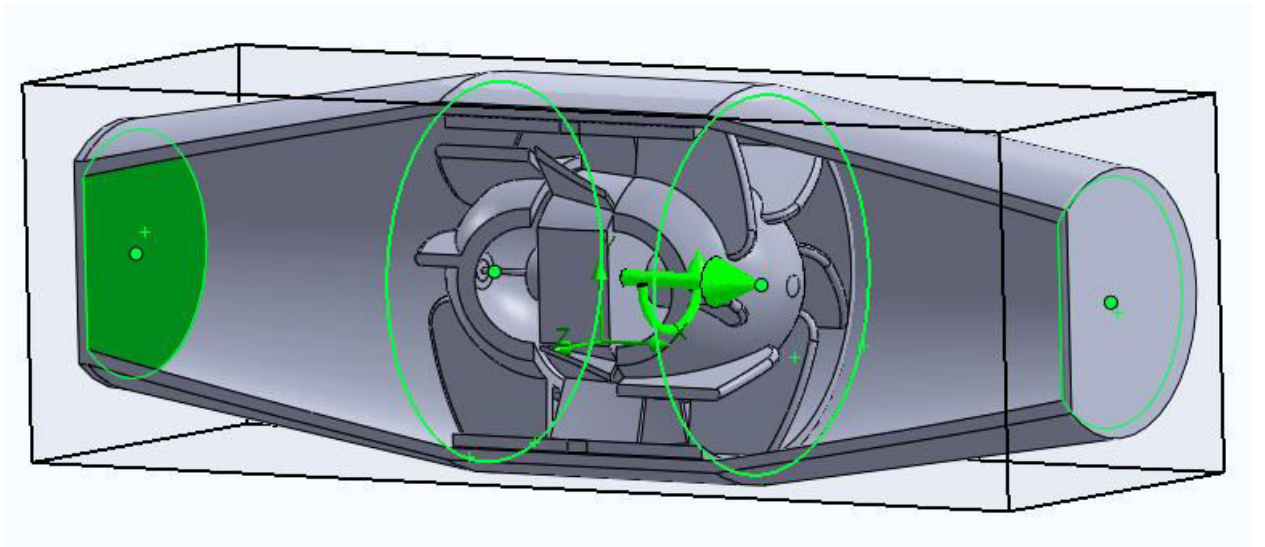


Рис. 5.7. Побудова вимірювальних площин

Експериментальне визначення втрати тиску. Принцип досліду полягає у вимірюванні статичного перепаду тиску $\Delta P_{\text{екс}}$ на витратомірі за заданої витрати. Обладнання, яке необхідне для проведення експерименту, складається з вимірювальної ділянки трубопроводу з досліджуваним витратоміром на ньому, та засобів, які забезпечуватимуть постійну задану витрату. Схема такого експерименту приведена на рис. 5.8.

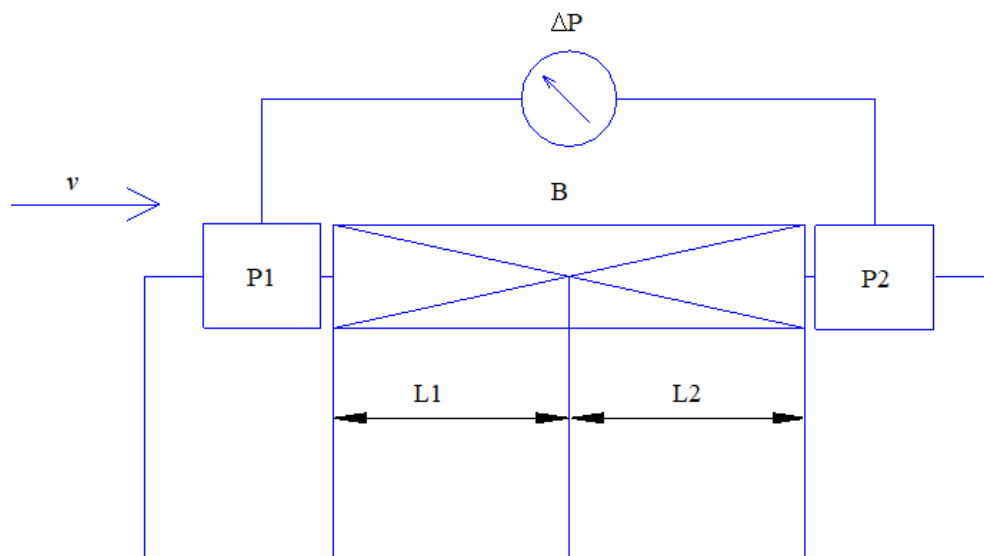


Рис. 5.8. Фрагмент схеми для визначення втрати тиску: P1, P2 – площини, у яких заміряється тиск; B – витратомір; ΔP – диференціальний

манометр; v – швидкість потоку вимірюваного середовища ; L_1, L_2 – відстань між центром і крайньою стінкою.

Спочатку втрату тиску в трубопроводі вимірюють до експерименту, для цього труби з'єднуються разом без витратоміра. Далі здійснюють вимірювання втрати тиску вже на витратомірі, при сталій витраті (рис. 5.9). Для кожного значення витрати знаходять $\Delta P = \Delta P_2 - \Delta P_1$.

При необхідності, отримане значення може бути перетворено у втрату тиску, яка відповідає іншій витраті Q_x за наступною формулою:

$$\Delta P(Q_x) = \frac{Q_x^2}{Q_d^2} \Delta P_3,$$

де Q_d - досліджувана витрата, ΔP_3 – змінена втрата тиску.

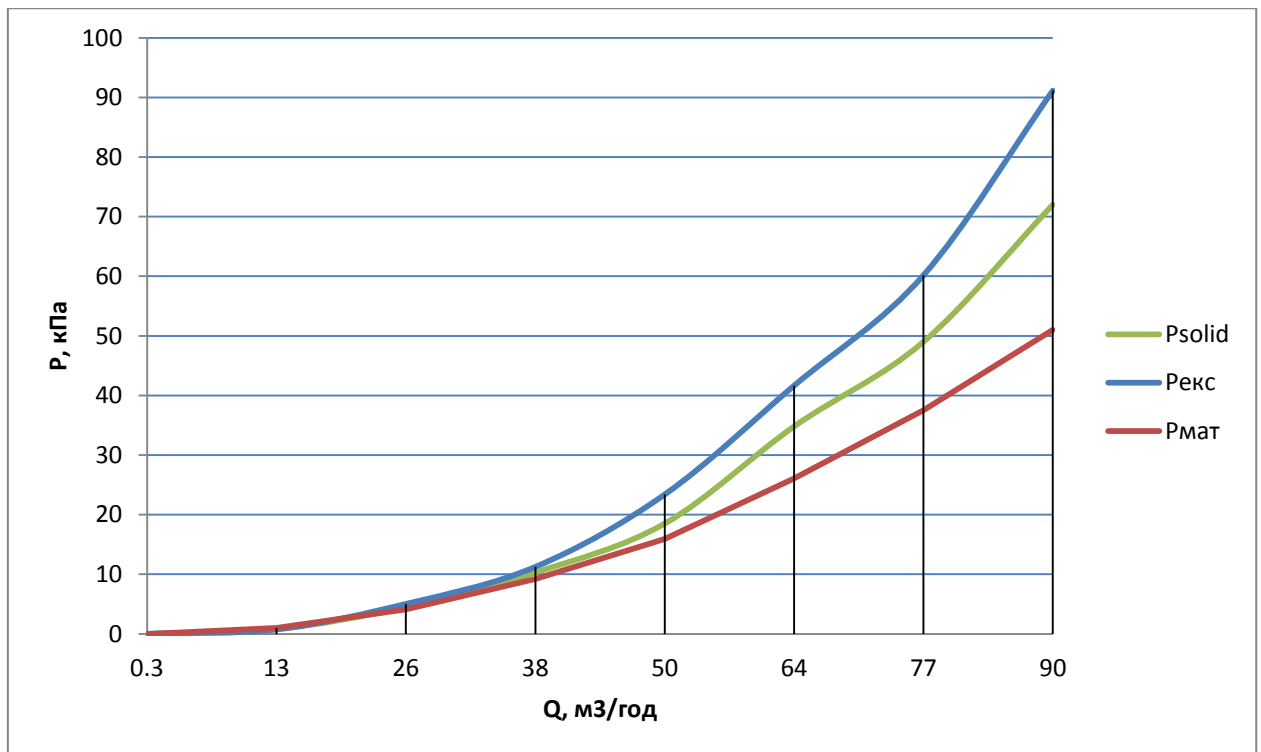


Рис. 5.9. Залежність втрати тиску від витрати за результатами розрахунку Solidworks, математичного моделювання і експерименту

Для перевірки результатів було обрано 8 точок в межах $Q_{min} \div Q_{max}$, (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 Результати дослідження втрати тиску на витратомірі

№ ви м.	Знач ення Q , $\text{м}^3/\text{год}$	Серії спостережень втрати тиску на витратомірі $\Delta P_{\text{екс}}$, кПа			Середн є значен ня $\Delta P_{\text{ес}}$, кПа	Знач ення $\Delta P_{\text{мат}}$, кПа	Значен ня $\Delta P_{\text{мат}2}$, кПа	Середнє квадратичне відхилення вибірки σ , с^{-1}
		1	2	3				
1	0,3	0,004	0,007	0,009	0,007	0	0	0,002517
2	13	0,749	0,758	0,752	0,753	1	0,8	0,004583
3	26	5,031	5,018	5,024	5,024	4,1	4,5	0,006506
4	38	11,219	11,281	11,246	11,24	9,2	10,3	0,031086
5	50	23,462	23,183	23,513	23,386	15,9	18,5	0,177643
6	64	41,918	41,266	41,762	41,645	26,1	34,8	0,340455
7	77	60,056	59,946	60,524	60,17	37,5	49	0,306922
8	90	91,156	91,246	91,065	91,15	51	72	0,0905

Адекватність моделі оцінюється критеріями Фішера і Ст'юдента. Для оцінки критерію Фішера розглянемо вибірку обсягом N вимірювань втрати тиску на витратомірі, знятих за різних витрат Q . При технічних дослідженнях, рівень значущості приймають рівним 5%, табличне значення критерію Фішера становить 19.

Оцінка адекватності результатів математичного моделювання за критерієм Фішера

$$F = \frac{\sigma_{\text{зал}}^2}{\sigma_{\text{д}}^2} < F_{\text{т}}(q, k_1, k_2),$$

де $\sigma_{\text{зал}}^2$ – залишкова дисперсія; $\sigma_{\text{д}}^2$ – дисперсія відтворюваності; $F_{\text{т}}$ – табличне значення критерію Фішера при рівні значущості q і значеннях ступенів свободи k_1 і k_2 .

Дисперсія вибірки визначається з виразу [32]:

$$\sigma_B^2 = \frac{1}{N_B - 1} \sum_{i=1}^N (\Delta P_{Ei} - \Delta P_{ec})^2,$$

де N_B - об'єм вибірки ($N_B=3$).

Залишкова дисперсія $\sigma_{\text{зал}}^2$ визначається за виразом[32]:

$$\sigma_{\text{зал}}^2 = \frac{1}{m - 1} \sum_{i=1}^N (\Delta P_{Ei} - \Delta P_m)^2,$$

де m – кількість дослідів

Дисперсія відтворюваності σ_D^2 визначається за виразом[32]:

$$\sigma_D^2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \sigma_B^2,$$

Гіпотеза про адекватність математичної моделі не відкидається, якщо виконується умова, коли залишкова дисперсія вихідної величини, отриманої за моделлю перевищує дисперсію відтворюваності.

Оцінка адекватності результатів математичного моделювання за критерієм Ст'юдента. Оскільки дисперсії однорідні, то для оцінки відтворюваності скористаємось t-критерієм Ст'юдента:

$$t = \frac{|\Delta P_e - \Delta P_m|}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\Delta P_{екс} - \Delta P_{ec})^2 + \sum_{i=1}^n (\Delta P_{мі} - \Delta P_m)^2}} \sqrt{\frac{n_1 n_2 (n_1 + n_2 - 2)}{n_1 + n_2}},$$

де n_1 – кількість дослідів ($n_1=3$); n_2 – об'єм вибірки для моделі ($n_2=1$)

Результати обчислень за критеріями Фішера та Ст'юдента наведені у табл. 5.2 – 5.3.

Таблиця 5.2 Значення критерію Фішера для досліджуваного витратоміра

№	Залишкова дисперсія	Дисперсія відтворюваності	Значення критерію Фішера	Висновок про
---	---------------------	---------------------------	--------------------------	--------------

	$\sigma_{\text{зал}}^2$, кПа	$\sigma_{\text{д}}^2$	Табличне	Експериментальне*	прийняття гіпотези
1	0,022	0,009	19	2,315	Гіпотеза не відкидається
2	0,076	0,018	19	3,146	Гіпотеза не відкидається

Таблиця 5.3 Значення критерію Ст'юдента для досліджуваного витратоміра

№	№ групи	Значення критерію Ст'юдента			Висновок про прийняття гіпотези
		Табличне	Експериментальне*	Експериментальне 2*	
1	1	4,303	0,082	0,095	Гіпотеза не відкидається
	2		0,195	0,249	
	3		0,264	0,346	
	4		0,561	0,895	
	5		1,235	1,452	
	6		1,374	2,162	
	7		2,02	3,032	
	8		2,89	3,961	

* - розрахунок наведений у додатку А.

Аналіз результатів обчислень критерію Ст'юдента, показує, що гіпотеза з вірогідністю 5% не відкидається.

Висновок до розділу 5:

Наведені в даному розділі теоретичні та дослідницькі результати оптимізації дозволяють зробити наступні висновки:

1. Розглянуто теорію подібності процесів, за допомогою якої, вимірюючи одну рідину можна оцінювати характеристики іншої;
2. Проведено експериментальне дослідження по втраті тиску у САПР SolidWorks;
3. Перевірка адекватності математичної моделі експериментальним даним за критеріями Фішера і Стюдента з рівнем значущості 5% підтвердилася.

РОЗДІЛ 6

РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП ПРОЕКТУ

“Турбінний витратомір рідини з розширеними функціональними можливостями”

6.1 Опис ідеї проекту

На сьогодні на світовому ринку енергоносіїв домінує тенденція переходу від реєстрації об’ємної до масової витрати. Саме тому, важливим є створення нових витратомірів палива з розширеною функціональністю, які зможуть вимірювати як об’ємну так і масову витрату.

В межах підпункту послідовно проаналізовано та подано у вигляді таблиць: зміст ідеї; можливі напрямки застосування; основні вигоди, що може отримати користувач товару та чим відрізняється від існуючих аналогів та замінників.

Таблиця 6.1 Опис ідеї стартап-проекту

<i>Зміст ідеї</i>	<i>Напрямки застосування</i>	<i>Вигоди для користувача</i>
Технологія модернізації широко поширеного турбінного витратоміра, яка дозволяє збільшити точність вимірювання об’єму рідини, а також розширює функціональні можливості приладу за рахунок вимірювання густини рідини, а, отже, і її маси.	1. Вимірювання об’ємної витрати	Турбінний витратомір з меншою похибкою вимірювання
	2. Вимірювання масової витрати	Турбінний витратомір, який вимірює масову витрату без додаткових приладів
	3. Проведення наукових досліджень динаміки аксіальної турбінки	Можливість подальшої оптимізації приладу.

Висновки: Отже, ми маємо абсолютно новий турбінний витратомір, який може вимірювати обидва варіанти витрати, на бажання користувача, його можна легко встановити на вже існуючий трубопровід. Простота, невеликі

габарити, розширена функціональність та висока точність зацікавляють у придбанні даного витратоміру, як підприємства, так і лабораторії чи інститути, що досліджують динаміку руху аксіальної турбінки.

Визначений перелік слабких, сильних та нейтральних техніко-економічних характеристик та властивостей ідеї потенційного товару є підґрунтям для формування його конкурентоспроможності.

Аналіз потенційних техніко-економічних переваг ідеї порівняно із пропозиціями конкурентів наведено в таблиці 6.2

Таблиця 6.2 Визначення сильних, слабких характеристик ідеї проекту

№ п/п	Техніко- економічні характеристи ки ідеї	(потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторона)	N (нейтрал ьна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	КСК	ІТЕУ	СВ Альтера			
1.	Торгівельна марка	немає	є	є	є	+		
2.	Метрологічні характеристи ки	Висока точніст ь	Висока точніст ь	Висока точніст ь	Висока точніст ь		+	
3.	Патенти на продукти	є	є	немає	немає			+
4.	Економічніст ь	Середн я ціна	Висока ціна	Висока ціна	Середн я ціна			+
5.	Міжповіроочн ий інтервал	15 років	10 років	10 років	10 років			+

Висновки: Даний проект є конкурентоспроможним, адже майже не поступається найближчим конкурентам у таких характеристиках, як висока точність та економічність. А міжповіроочний інтервал є найбільшим серед найближчих конкурентів. Незважаючи на те, що витратомір поки не має торговельної марки та фінансування, він швидко зможе витіснити існуючі моделі з ринку із-за його розширеної функціональності. відрізняється, у кращу сторону, надійністю, що є дуже важливим показником для лабораторій та інститутів, що не мають достатнього фінансування.

6.2 Технологічний аудит ідеї проекту

Необхідно провести аудит технології, за допомогою якої можна реалізувати ідею проекту (технології створення товару). В таблиці 6.3 наведено технологічний аудит ідеї до розроблюваного стартап-проекту.

Таблиця 6.3 Технологічна здійсненність ідеї проекту

<i>№ n/n</i>	<i>Ідея проекту</i>	<i>Технології її реалізації</i>	<i>Наявність технологій</i>	<i>Доступність технологій</i>
1	Використати турбінний перетворювач витрати	Придбати турбінний перетворювач витрати	Наявні	Доступні
2	Використати корпус із отвором для гальмівного елемента	Просверлити отвір в корпусі	Необхідно доробити	Доступні
3	Використати гальмівний елемент	Виготовлення гальмівного елемента	Необхідно розробити	Не доступні
4	Використати датчик кутової швидкості	Придбати датчик кутової швидкості	Наявні	Доступні
Обрана технологія реалізації ідеї проекту: Технологічна реалізація проекту є можливою за умови того, що буде розроблено гальмівний елемент, та необхідний отвір для нього в корпусі.				

Висновки: Реалізація проекту є повністю можливою. Для створення витратоміра необхідно знайти спонсорів та постачальників для корпусу та гальмівного елемента. Розробляти та виготовляти дану продукцію самостійно є недоцільним.

6.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

Визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку

проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів.

Для початку проведемо аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку (таблиця 6.4.).

Таблиця 6.4 Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

<i>№ n/n</i>	<i>Показники стану ринку (найменування)</i>	<i>Характеристика</i>
1	Кількість головних гравців, од	5
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	5000
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Конкуренція зарубіжних фірм
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Відсутні
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	33,3%

Висновки: За попереднім оцінюванням ринок є привабливим для входження, адже є невелика кількість фірм конкурентів на ринку, крім того їх продукція має вищу собівартість та ціну. З розвитком ринку є ризики більшої конкуренції з боку зарубіжних фірм. Прогнозована конкуренція на внутрішньому ринку майже відсутня, тому буде легко його зайняти.

Для отримання більш чіткої картини ситуації на ринку визначимо потенційні групи клієнтів (таблиця 6.5), їх характеристики, та сформуємо орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи.

Таблиця 6.5 Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

<i>№ n/n</i>	<i>Потреба, що формує ринок</i>	<i>Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)</i>	<i>Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів</i>	<i>Вимоги споживачів до товару</i>
1	Вимірювання витрати	Підприємства	Використання за призначенням, дослідження, обсяги випуску продукції, можливість комплексування систем	Висока точність, надійність, довговічність, простота експлуатації, широкі функціональні можливості
2	Дослідження динамічного руху	НДЦ, Вищі технічні заклади	Використання за призначенням,	Можливість проведення

	аксіальної турбінки		дослідження, обсяги випуску продукції, можливість комплексування систем	вимірювання в реальному часі, висока точність, зручність в експлуатації
--	---------------------	--	---	---

Висновки: Потенційними клієнтами є підприємства, яким потрібно контролювати витрату палива. Для них продукція є привабливою через зручність експлуатації, відносно доступною ціною, простотою обслуговування. Також потенційними клієнтами є лабораторії та дослідницькі інститути. Для них продукція є привабливою через високу точність та можливість дослідження руху аксіальної турбінки.

Важливо провести моніторинг можливостей та загроз. Для цього проведемо аналіз факторів ринкового середовища що сприяють ринковому впровадженню проекту (таблиця 6.6.), та факторів, що йому перешкоджають (таблиця 6.7.)

Таблиця 6.6 Фактори загроз

<i>№ n/n</i>	<i>Фактор</i>	<i>Зміст загрози</i>	<i>Можлива реакція компанії</i>
1	Конкуренція	Збільшення виробників подібної продукції	Покращення тех. Процесу виробництва та зниження ціни на готовий продукт
2	Старіння	Поява модернізованої продукції	Моніторинг трендів, постійна модернізація згідно з вимогами ринку
3	Відсутність попиту на продукції	Незацікавленість споживача	Реклама, розширення функціоналу приладу
4	Нестабільна ситуація в країні	Нестабільне положення в країні, що відображається на потребах.	Реалізація заходів з економічної стабілізації, приватизації та корпоратизації
5	Орієнтація на одного постачальника	Відсутність можливості придбати комплектуючі необхідні для приладу	Налагодження власного виробництва необхідних деталей та приладів. Дослідження можливості й інших варіантів отримання деталей

Таблиця 6.7 Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Попит на високоточний продукт	Потреба високоточного обліку витрат рідини при постачанні	Модернізація продукту, розробка нових ідей
2	Поява нової роздрібної мережі	Увійти до числа постачальників нової мережі	Зробити акцент на якості продукції
3	Погіршення позицій конкурентів	Зменшення конкурентоспроможності інших компаній	Заохочення нових клієнтів
4	Ріст рівня прибутків потенційних клієнтів	Збільшення фінансування інститутів, лабораторій, дослідницьких інститутів тощо	Моніторинг ринку та постійний пошук нових клієнтів
5	Поява нових технологій виготовлення продукції	Покращення технологічних процесів виготовлення продукції	Модернізація виробничого обладнання

Висновки: Проведений розгляд різних факторів, направлений на виявлення загроз і можливостей, що можуть виникнути в зовнішньому середовищі по відношенню до проекту, і сильних та слабких сторін, якими можна зменшити їх вплив. Основною загрозою є можливе зниження попиту на продукцію, але якщо постійно шукати нових клієнтів та виходити на ринки зі стабільною економічною ситуацією, то можна зменшити ризики.

Надалі проведемо аналіз пропозиції (таблиця 6.8.), де визначимо загальні риси конкуренції на ринку.

Таблиця 6.8 Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Олігополія	В галузі домінує декілька конкуруючих фірм	Виготовлення вдосконаленого товару
2. Національний	Конкуренція фірм на міжнародному рівні	Розміщення філіалів в різних країнах
3. Внутрішньогалузева	Виробники виготовляють продукти, які задовольняють одну потребу	Виготовлення товару відмінного в якості, ціні.
4. Товарно-родова	Різноманітні товари для задоволення конкретної	Розробка нових товарів

	потреби	
5. Цінова	Використання ціни як засіб кращих умов збуту	Зниження ціни на готовий продукт
6. Марочна	Вказує, яке підприємство відповідальне за готовий продукт	Створення власної марки

Висновки: Починати поширювати продукцію потрібно з внутрішнього ринку, а після появи достатньої кількості стабільних клієнтів необхідно налагоджувати міжнародні зв'язки. Підтримувати інтерес до продукції за допомогою реклами та пошуку нових клієнтів. Також необхідно налагоджувати власне виробництво необхідних деталей та приладів.

Після аналізу конкуренції проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі за моделлю п'яти сил М. Портера (табл. 6.9.)

Таблиця 6.9 Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	<i>Прямі конкуренти в галузі</i>	<i>Потенційні конкуренти</i>	<i>Постачальники</i>	<i>Клієнти</i>	<i>Товари-замінники</i>
<i>Складові аналізу</i>	<i>КСК, ІТЕУ, СВ Альтера, KRONHE.</i>	<i>Наявність товарних знаків, доступ до ресурсів. КСК</i>	<i>Значення розміру поставок, Диференціація витрат KRONHE</i>	<i>Розмір закупівель, торгівельні знаки «Нафтогаз»</i>	<i>Ціна, лояльність споживачів.</i>
Висновки:	Інтенсивність конкуренції прийнятна. Більшість фірм отримують цілком помірний прибуток.	Присутні можливості входу в ринок за рахунок інвестицій. Потенційний конкурент КСК	Постачальники не диктують умови роботи на ринку.	Клієнти диктують умови роботи на ринку. Вимоги до габаритних і метрологічн. Характерист. продукту.	Обмежень для роботи на ринку немає.

Висновки: Інтенсивність конкуренції на ринку є цілком прийнятною та відносно невеликою. Є можливості для отримання прибутку. Присутні можливості входу на ринок за рахунок інвестицій. Потенційних конкурентів майже не має. Ринок майже не зайнятий і є великий потенціал для захоплення більшої частини існуючого ринку та розширення на нові ринки збуту.

На основі аналізу конкуренції, проведеного наведеного в таблиці 6.9, а також із урахуванням характеристик ідеї проекту, що показано в таблиці 6.2, вимог споживачів до товару (таблиця 6.5.) та факторів маркетингового середовища (таблиця 6.6, 6.7) визначимо та обґрунтуємо перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлено в таблиці 6.10.

Таблиця 6.10 Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

<i>№ n/n</i>	<i>Фактор конкурентоспроможності</i>	<i>Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)</i>
1	ресурсний	Менші затрати ресурсів на одиницю продукції
2	ціновий	Прийнятний рівень і динаміка цін на виготовлену продукцію
3	Простота обслуговування	Є можливості для швидкого ремонту продукції
4	Простота експлуатації	Простота використання є одним з ключових факторів які дозволять швидко користувачеві перейти до вимірювань
5	Рівень якості товару та його стабільність	Підвищення точності вимірювання за рахунок знаходження густини.

Висновки: Рівень якості товару повинен відповідати високим стандартам, які необхідні для того щоби зацікавити у продукції дослідницькі інститути, лабораторії, підприємства що виготовляють витратоміри та їх комплектуючі тощо. Простота ремонту та експлуатації допоможе привернути увагу потенційних клієнтів тим, що можна буде швидко та без проблем залучати нових користувачів.

За визначеними факторами конкурентоспроможності (таблиця 6.10) проводиться аналіз сильних та слабких сторін стартап-проекту (таблиця 6.11).

Таблиця 6.11 Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін проекту

<i>№ n/n</i>	<i>Фактор конкурентоспроможності</i>	<i>Бали 1-20</i>	<i>Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з КСК</i>						
			<i>-3</i>	<i>-2</i>	<i>-1</i>	<i>0</i>	<i>+1</i>	<i>+2</i>	<i>+3</i>
1	Ресурсний	12					+		
2	ціновий	15				+			
3	Відсутність аналогів	20				+			
4	Новизна	20							+
5	Репутація	1	+						
6	Технологія виготовлення	10			+				

Висновки: спираючись на фактори конкурентоспроможності та підсумовуючи рейтинг товару відносно головного конкурента, запропонований продукт має більший рейтинг відносно прямих конкурентів. Дана таблиця показує якими саме особливостями даний продукт відрізняються від аналогів та в яку саме сторону. Детальний аналіз показує, що сильними сторонами є простота, та новизна.

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities), що наведено в таблиці 6.12. на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (табл. 6.11).

Таблиця 6.12 SWOT- аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: 1. Новизна 2. Простота обслуговування 3. Простота експлуатації 4. Ціна 5. Економічність	Слабкі сторони: 1. Відсутня репутація 2. Складна технологія виготовлення 3. Залежність від постачальників
Можливості: 1. Попит на високоточний продукт 2. Поява нової роздрібної мережі 3. Погіршення позицій конкурентів 4. Ріст рівня прибутків споживачів 5. Поява нових технологій виготовлення	Загрози: 1. Висока конкуренція 2. Старіння продукції 3. Відсутність попиту на продукцію 4. Нестабільна ситуація в країні 5. Орієнтація на одного постачальника

На основі SWOT-аналізу розробимо альтернативи ринкової поведінки (перелік заходів) для виведення стартап-проекту на ринок та орієнтовний оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок. Визначені альтернативи аналізуються з точки зору строків та ймовірності отримання ресурсів (таблиця 6.13).

Таблиця 6.13 Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
----------	---	-----------------------------------	-------------------

1	Впровадження нового продукту	середня	10 міс.
2	Модернізація старих версій продукту	висока	8 міс.

Висновки: в результаті аналізу обрано модернізацію старих продуктів, як альтернативну ринкову поведінку через те, що за відносно короткий термін існує велика ймовірність отримання ресурсів.

Таблиця 6.14 Вибір цільових груп потенційних споживачів

<i>№ п/п</i>	<i>Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів</i>	<i>Готовність споживачів сприйняти продукт</i>	<i>Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)</i>	<i>Інтенсивність конкуренції в сегменті</i>	<i>Простота входу у сегмент</i>
1	Підприємства	Готові	Високий попит	Висока	Середня
2	НДІ	Готові	Високий попит	Низька	Просто
3	Вищі навчальні заклади	Не готові	Низький попит	Низька	Просто
Які цільові групи обрано: НДІ, Підприємства. Використовується стратегія диференційованого маркетингу.					

Таблиця 6.15 Визначення базової стратегії розвитку

<i>№ п/п</i>	<i>Обрана альтернатива розвитку проекту</i>	<i>Стратегія охоплення ринку</i>	<i>Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи</i>	<i>Базова стратегія розвитку*</i>
1	Індивідуалізм	Зосередження на потребах обраного сегменту	Використання новацій Адаптація до вимог ринку	Стратегія спеціалізації

Висновки: обрана стратегія розвитку спеціалізація через існування на ринку більш сильніших гравців. На перших кроках існування проекту доцільніше обрати стратегію спеціалізації та зайняти певну стабільну нішу на ринку.

Таблиця 6.16 Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

<i>№ п/п</i>	<i>Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?</i>	<i>Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?</i>	<i>Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?</i>	<i>Стратегія конкурентної поведінки*</i>
------------------	---	---	--	--

1	Проект є «першопрохідцем»	Компанія буде забирати існуючих у конкурентів	Не буде копіювати основні характеристики товару конкурента	Стратегія лідера
---	---------------------------	---	--	------------------

Висновок: оскільки проект є першопрохідцем та має суттєві переваги по відношенню до свого прямого конкурента, можливо обрати стратегію виклику лідеру. Це є можливим на фоні використання інноваційних методів розширення функціональності

Таблиця 6.17 Визначення стратегії позиціонування

№ п/п	Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувавши комплексну позицію власного проекту (три ключових)
1	Висока точність	Стратегія спеціалізації	точність	Точність
2	Розширена функціональність	Стратегія спеціалізації	Відсутність аналогів на ринку	Функціональність
3	Довговічність	Стратегія спеціалізації	Якість виготовлення	Довговічність

Висновки: На ряду із використання інноваційних методів підвищення точності, проект повинен викликати асоціації у клієнта високої точності та високої якості виготовлення.

Таблиця 6.18 Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1	Вимірювання об'єму	Високоточне вимірювання об'єму, низька вартість	Надійність, простота використання.
2	Вимірювання масової витрати	Функція вимірювання маси	Інновація, відсутність альтернативи

Висновки: в результаті визначення переваг концепції товару можливе створення додаткової функції цільової реклами товару та донесення цільового повідомлення до кінцевого клієнта.

Таблиця 6.19 Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	Сутність та складові		
I. Товар за задумом	1.Вимірювання витрати об'єму 2. Вимірювання витрати маси		
II. Товар у реальному виконанні	Властивості/характеристики	М/Нм	Вр/Тх /Тл/Е/Ор
	1. Діаметр номінальний	Нм	Тх
	2. Мінімальна витрата	М	Тх
	3. Номінальна витрата	М	Тх
	4. Максимальна витрата	М	Тх
	5. Перепад тиску	Нм	Тх
	Якість: Відповідає нормам ДСТУ 7622:2012 «Метрологія. Витратоміри швидкісні, турбінні, вихрові.»		
	Пакування: Звичайна картонна коробка із фотографією витратоміра, торгівельною маркою, назвою продукту і технічними характеристиками		
Марка: назва організації-розробника + «Витратомір масовий Dn50»			
III. Товар із підкріпленням	Розповсюдження реклами		
	Акція, яка передбачає придбати кілька товарів за зниженою ціною		
За рахунок чого потенційний товар буде захищено від копіювання: Захист інтелектуальної власності, патент на винахід.			

Висновки: основними засобами захисту від копіювання є патентування винаходу та корисної моделі. Окрім того, захист може бути здійснений новоствореною торгівельною маркою.

Таблиця 6.20 Визначення меж встановлення ціни

<i>№ п/п</i>	<i>Рівень цін на товари-замінники</i>	<i>Рівень цін на товари-аналоги</i>	<i>Рівень доходів цільової групи споживачів</i>	<i>Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу</i>
1	2000 грн	Аналогів немає	Високий	4000 – 6000 грн

Висновки: обрано середню цінову категорію, оскільки занадто висока ціна відлякує споживача.

Таблиця 6.21 Формування системи збуту

<i>№ п/п</i>	<i>Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів</i>	<i>Функції збуту, які має виконувати постачальник товару</i>	<i>Глибина каналу збуту</i>	<i>Оптимальна система збуту</i>
1	Звична закупівля товару підприємствами для встановлення нового товару на трубопроводи	Постачальник виконує такі основні функції: транспортування, складування, зберігання, доробка, просування до	Канал нульового рівня	Власна система збуту. Виробник безпосередньо продає товар клієнту

		оптових і роздрібних торгових ланкам.		і використовує три способи прямого продажу : Торгівля через магазини Посилкова торгівля Торгівля в роздріб
--	--	---------------------------------------	--	---

Висновки: основними каналами збуту є продаж. Через відносно не великі об'єми виробництва немає сенсу використовувати підрядників для реалізації товару. Тому обрано нульовий рівень глибини каналу збут та прямої системи збуту.

Таблиця 6.22 Концепція маркетингових комунікацій

<i>№ п/п</i>	<i>Специфіка поведінки цільових клієнтів</i>	<i>Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти</i>	<i>Ключові позиції, обрані для позиціонування</i>	<i>Завдання рекламного повідомлення</i>	<i>Концепція рекламного звернення</i>
1	Перегляд інформаційних ресурсів із потрібним товаром за доступною ціною	Інтернет ресурси, каталоги інструментів, виставки, рекламні статті	Послідовність у реалізації обраної позиції. Доступність та об'єктивність інформації про фірму та товар. Планомірність і послідовність при прийнятті рішень.	Інформаційне завдання про новий товар, та формування знань про марку та виробника	Новизна і функціональність витратоміра.

Висновки: Маркетингова комунікація проходить через рекламу приладу. Метою цих оголошень є донесення можливостей даного приладу та вигоди від використання. Вся медіа реклама спрямована на створення «вау» - ефекту.

Висновки до розділу 6:

Даний розділ присвячений розробленню першого етапу створення стартап-проекту. Найголовнішим в проведенні будь-якої наукової роботи є подальша комерціалізація отриманих результатів та можливість застосування розробленої концепції в промисловості. Більшість ідей в тій чи іншій мірі впливають на економічну складову підприємства. Тому розроблена ідея може

бути використана як бізнес модель та може бути продана зацікавленим особам.

Першим кроком було відбір та висвітлення самої ідеї проекту. Для цього приведено назву проекту та можливі зацікавлені сторони, котрі будуть потенційними споживачами продукту та які саме ризики можуть бути під час реалізації. Аналіз слабких та сильних сторін дають можливість автору проекту визначити аспекти, на яких слід зробити ставку. Перелік слабких, сильних та нейтральних характеристик ідеї дає можливість до уявлення конкурентоспроможності запропонованого рішення. Сильними сторонами проекту являються розширена функціональність та вимірювання за різних умов.

Наступним кроком проводився технологічний аудит проекту. Під час аудиту автор отримує можливість до розуміння кращої технології виконання. Виявлено що більшість технологій вже існує, однак використання останніх не дасть можливості мати переваги над конкурентами. Саме ставка на інноваційні методи підвищення точності можуть зробити пристрій унікальним та незамінним. Загалом, створення проекту можливе, однак необхідно провести доволі сильну рекламну компанію, щоб отримати покупців.

Зважаючи на стрімкий розвиток технологій, для швидкого отримання ресурсів та прибутків, слід обрати кооперацію, як форму ринкового впровадження проекту. Тобто, для того щоб встигнути за ринком, слід не розроблювати прилад з нуля, оскільки це займе доволі багато часу, а запропонувати лідерам ринку можливість модернізації вже існуючих приладів. Звісно, це є альтернативою, оскільки в такому випадку ні одна зі сторін не отримає повного прибутку.

Після аналізу всіх аспектів ринку, подальша імплементація проекту можлива. Але є одна важлива умова. Слід провести доволі сильну рекламну компанію, та донести до споживачів необхідність використання витратоміра саме із розширеними функціями.

ВИСНОВКИ

Проведені у роботі дослідження дозволяють поглибити уявлення про функціональні можливості застосування турбінних витратомірів.

Головний зміст отриманих результатів може бути окреслений наступним.

1. Узагальнені наявні відомості про методи вимірювання масової витрати, означені шляхи розширення функціональних можливостей турбінних витратомірів.
2. Побудовано математичну модель турбінного витратоміра на підґрунті особливостей розподілу швидкостей потоку вимірюваного середовища у кінцевому каналі.
3. На основі математичного апарату створено програмне забезпечення моделювання явищ, що вивчаються, проведено теоретичні дослідження впливу параметрів конструкції перетворювача витрати та умов застосування на метрологічні характеристики приладу.
4. Розв'язано задачу оптимізації конструкції перетворювача витрати за створеним алгоритмом, що реалізує метод прямого пошуку, для оцінки значень обґрунтованих цільових функцій відповідно до обраних критеріїв у межах зміни проектних параметрів. За результатами оптимізації отримано значення проектних параметрів за яких похибка вимірювання не перевищує 0,5% в діапазоні витрат від 0,3 до 90 м³/год;
5. проведено експериментальне вивчення втрати тиску на приладі та визначено ступінь адекватності результатів математичного моделювання експериментальним даним. З рівнем значущості 5% підтверджено запропоновану методику розрахунків.
6. Розроблено стартап – проект, що обґрунтовує можливості подальшої комерціалізації отриманих результатів та застосування розробленої концепції в промисловості.

ЛІТЕРАТУРА

1. Происхождение нефти и ее свойства [Электронный ресурс]. Режим доступа: - <https://promdevelop.ru/proishozhdenie-nefti-i-ee-svoystva/>
2. ГОСТ Р 8.610-2004 Плотность нефти. Таблицы пересчета.
3. Савельев И. В. Курс общей физики, т. 1. Механика. Молекулярная физика: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1982. – 432с.
4. Детлаф А. А., Яворский Б. М. Курс физики: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1999. – 718 с.: ил.
5. Повх И.Л. Техническая гидромеханика.
6. flow meter types [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.flowmeterdirectory.com/flowmeter_artc/flowmeter_artc_02020102.html
7. Technical learnings [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.omega.com/literature/litdownload.html>
8. Тахометрические расходомеры с температурной коррекцией плотности [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://studfiles.net/preview/2216412/page:3/>
9. Кориолисовые и турбосиловые расходомеры [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://zebu.uoregon.edu/~js/glossary/coriolis_effect.html
10. ESPI Flow Meters расходомеры [Электронный ресурс]. Режим доступа: www.espi Metals.com/metals/hastelloy.pdf
11. Массовые расходомеры [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.glossary.oilfield.slb.com/>
12. Патент України на корисну модель UA 123674 U, G01F 7/00, G01F 1/11. Спосіб визначення витрати рідини турбінним витратоміром / В.М. Федоров, О.М. Франків, А.В. Писарець, І.В. Коробко. – № u201707148; заявл. 07.07.2017; опубл. 12.03.2018. – Бюл. № 5.
13. Коробко І. В. Дослідження моменту в'язкого тертя в швидкісних турбінних перетворювачах витрат / І. В. Коробко, А. В. Писарець // Вестник

- НТУУ «КПІ». Серія Машиностроение. – 2003. – выпуск № 44. – С. 233 – 235.
14. Писарець А. В. Визначення врівноважуючої сили турбінного витратоміра із гідродинамічним врівноваженням ротора / А. В. Писарець, І. В. Коробко // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2004. - № 4. – С. 115 – 120.
15. Писарець А. В. Визначення осьового зусилля в турбінному первинному перетворювачі витрат з гідродинамічним врівноваженням ротора / А. В. Писарець, І. В. Коробко // Вібрації в техніці та технологіях. – 2005. - № 2 (40). – С. 67 – 70.
16. Писарец А. В., Определение осевого перемещения чувствительного элемента турбинных преобразователей расхода с уравновешенным ротором / А. В. Писарец, И. В. Коробко // Системи обробки інформації. – 2011. – № 6 (96). – С. 150 – 154.
17. Коробко І. В. Методи компенсації силової дії на опори чутливих елементів турбінних перетворювачів витрати рідин / І. В. Коробко, А. В. Писарець // Вісник НТУУ «КПІ». Серія приладобудування. – 2011. – Вип. 42. – С. 5 – 13.
18. Коробко І. В. Аналитическое описание уравновешивающей силы турбинного преобразователя расхода / И. В. Коробко, А. В. Писарец // Вісник НТУУ "КПІ". Серія машинобудування. – 2014. – Вип. 70 (1). – С. 166 – 170.
19. Коробко І. В. Дослідження впливу форми чутливого елементу на динамічні характеристики турбінних перетворювачів витрати / І. В. Коробко, А. В. Писарець, І. В. Фісунов // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Приладобудування. – 2015. – №49 (1). – С.14 – 20.
20. Коробко І. В. Дослідження рівняння руху первинного перетворювача швидкісних засобів вимірювання витрат енергоносіїв / І. В. Коробко, А. В. Писарець // Вестник НТУУ «КПІ». Серія Машиностроение. – 2002. – выпуск № 42, Том 2, С. 42 – 45
21. Gryshanova I. CFD modeling of turbine flowmeters. / I. Gryshanova, I. Korobko // Innovationson discrete productions.–2014. – №1. – P. 6 – 8.

22. Коробко І. В. Визначення рушійного моменту на чутливому елементі перетворювача витрати повітря / І. В. Коробко, А. В. Писарець // Вісник НТУУ "КПІ". Серія машинобудування. – 2012. – № 66. – С. 178 – 182.
23. Писарець А. В. Підвищення метрологічних характеристик швидкісних перетворювачів витрати рідин аксіального типу // Вісник НТУУ "КПІ". Серія приладобудування. – Вип. 44. – 2012. – С. 98 – 105.
24. Коробко И.В. Исследование погрешности турбинных преобразователей расхода /И.В. Коробко, А.В. Писарец / FIZICĂ ȘI TEHNICĂ:procese, modele, experimente Revistă științifică a profilului de cercetare. Universitatea de Stat „Alecu Russo” din Bălți. – 2013.- №1. - С.41-48.
25. Писарець А. В. Система проектування турбінних перетворювачів витрати // Вісник НТУУ "КПІ". Серія приладобудування. – 2013. – Вип. 46. – С. 126 – 133.
26. Pisarets A. Optimization of turbine type flow rate transducer with hydrodynamic balancing of sensitive element / A. Pisarets, I. Korobko // Вісник НТУУ "КПІ". Серія приладобудування. – 2017. – Вип. 54(2). – С. 65 – 71.
27. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям: [Справочник] / Идельчик И. Е. – М.: Машиностроение, 1975. – 543 с.
28. Рабинович Е.З. Гидравлика. – М.: Физматгиз, 1961. – 408 с.
29. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов. –К.: Вища шк., 1986. – 775 с.
30. Тахометрические расходомеры / Л. Л. Бошняк, Л. Н. Бызов. – Л.: Машиностроение, 1968. – 212 с.
31. Коробко І. В. Визначення критеріїв оптимізації та проектних параметрів турбінних перетворювачів витрат / І. В. Коробко, А. В. Писарець // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. – 2006. – №2 (37). – С. 99 – 104.
32. Румшинський Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971. -192с.
33. Реклейтис Г, Рейвиндран А, Регсдел К. Оптимизация в технике: В2Т./ Пер. с англ. В.Я.Алтаева – М.: Мир, 1986 – Т.1. -350с.

34. Реклейтис Г, Рейвиндран А, Регсдел К. Оптимизация в технике: В2Т./
Пер. с англ. В.Я.Алтаева – М.: Мир, 1986 – Т.1. -350с

Додаток А

Таблиця 1. Значення густини залежно від температури

Густина нафти від температури							
t, °C	ρ, кг/м ³	t, °C	ρ, кг/м ³	t, °C	ρ, кг/м ³	t, °C	ρ, кг/м ³
-30	898,1	-15	887,6	0	877,1	15	866,5
-29	897,4	-14	886,9	1	876,4	16	865,8
-28	896,7	-13	886,2	2	875,7	17	865,1
-27	896,0	-12	885,5	3	875	18	864,4
-26	895,3	-11	884,8	4	874,3	19	863,7
-25	894,6	-10	884,1	5	873,6	20	863
-24	893,9	-9	883,4	6	872,9	21	862,3
-23	893,2	-8	882,7	7	872,2	22	861,6
-22	892,5	-7	882,0	8	871,5	23	860,9
-21	891,8	-6	881,3	9	870,8	24	860,2
-20	891,1	-5	880,6	10	870,1	25	859,4
-19	890,4	-4	879,9	11	869,4	26	858,7
-18	889,7	-3	879,2	12	868,7	27	858
-17	889,0	-2	878,5	13	868	28	857,3
-16	888,3	-1	877,8	14	867,3	29	856,6
						30	855,9

Таблиця 2. Розрахунки критеріїв адекватності

результати дослідів			знач P1	знач P2	сер. знач.	сер. кв. вибірки	експ.1	експ.2
0,004	0,007	0,009	0	0	0,006667	0,002516611	0,082	0,095
0,749	0,758	0,752	1	0,8	0,753	0,004582576	0,195	0,249
5,031	5,018	5,024	4,1	4,5	5,024333	0,006506407	0,264	0,346
11,219	11,281	11,246	9,2	10,3	11,24867	0,031085902	0,561	0,895
23,462	23,183	23,513	15,9	18,5	23,386	0,1776429	1,235	1,452
41,918	41,266	41,762	26,1	34,8	41,64867	0,340454598	1,374	2,162
60,056	59,946	60,524	37,5	49	60,17533	0,306922357	2,02	3,032
91,156	91,246	91,065	51	72	91,15567	0,09050046	2,89	3,961

Додаток Б

Код програми для математичного моделювання:

```
unit Unit2;
interface
uses Windows, SysUtils, Classes, Graphics, Forms, Controls, StdCtrls,
    Buttons, ComCtrls, ExtCtrls, Math, TeeProcs, TeEngine, Chart, Series;
type
    MAS = array[0..10000, 1..3] of real;
type
    TPagesDlg = class(TForm)
        Panel1: TPanel;
        Panel2: TPanel;
        TabSheet1: TTabSheet;
        TabSheet2: TTabSheet;
        TabSheet3: TTabSheet;
        OKBtn: TButton;
        CancelBtn: TButton;
        HelpBtn: TButton;
        Label1: TLabel;
        Label2: TLabel;
        Label3: TLabel;
        Label4: TLabel;
        Label5: TLabel;
        Label6: TLabel;
        Label7: TLabel;
        Label8: TLabel;
        Label9: TLabel;
        Label10: TLabel;
        Label11: TLabel;
        Label12: TLabel;
        Label13: TLabel;
        Label14: TLabel;
        Label15: TLabel;
        Label16: TLabel;
        Label17: TLabel;
        Label18: TLabel;
        Label19: TLabel;
        Label20: TLabel;
        Edit1: TEdit;
        Edit2: TEdit;
        Edit3: TEdit;
        Edit4: TEdit;
        Edit5: TEdit;
        Edit6: TEdit;
        Edit7: TEdit;
        Edit8: TEdit;
        Edit9: TEdit;
        Edit10: TEdit;
        Label24: TLabel;
        Label28: TLabel;
        Button1: TButton;
```

Edit14: TEdit;
Label29: TLabel;
Label30: TLabel;
Label31: TLabel;
Label33: TLabel;
Label34: TLabel;
Label35: TLabel;
Label36: TLabel;
Label38: TLabel;
Label50: TLabel;
Label51: TLabel;
Edit22: TEdit;
Label52: TLabel;
Label32: TLabel;
Edit15: TEdit;
Edit16: TEdit;
Edit17: TEdit;
Edit18: TEdit;
Edit19: TEdit;
Edit20: TEdit;
Label37: TLabel;
Label39: TLabel;
Label40: TLabel;
Label41: TLabel;
Label42: TLabel;
Label43: TLabel;
Edit23: TEdit;
Label44: TLabel;
Edit24: TEdit;
Label45: TLabel;
Label46: TLabel;
Label53: TLabel;
Edit25: TEdit;
Edit26: TEdit;
Edit27: TEdit;
TabSheet4: TTabSheet;
TabSheet5: TTabSheet;
Button2: TButton;
Chart1: TChart;
Series1: TLineSeries;
PageControl1: TPageControl;
Label54: TLabel;
Edit28: TEdit;
Edit29: TEdit;
Edit30: TEdit;
Edit31: TEdit;
Edit32: TEdit;
Label55: TLabel;
Label56: TLabel;
Label57: TLabel;
Label58: TLabel;
Memo1: TMemo;
Button3: TButton;

```

Chart2: TChart;
Series2: TLineSeries;
Chart3: TChart;
Series3: TLineSeries;
Series4: TLineSeries;
Series5: TLineSeries;
Series6: TLineSeries;
Series7: TLineSeries;
Button4: TButton;
Series8: TLineSeries;
Series9: TLineSeries;
Series10: TLineSeries;
Series11: TLineSeries;
Series12: TLineSeries;
Series13: TLineSeries;
Button5: TButton;
Button9: TButton;
procedure Button1Click(Sender: TObject);
procedure Button2Click(Sender: TObject);
procedure Button3Click(Sender: TObject);
procedure Button4Click(Sender: TObject);
procedure Button5Click(Sender: TObject);
procedure Button6Click(Sender: TObject);
procedure Button7Click(Sender: TObject);
procedure Button8Click(Sender: TObject);
procedure Button9Click(Sender: TObject);
procedure Button11Click(Sender: TObject);

private
{ Private declarations }
public
{ Public declarations }
end;
var
PagesDlg: TPagesDlg;
Q,JJ:real;
n: array[0..100] of real;
ni: array[0..100] of real;
nd: array[0..100] of real;
k: integer;
z1,z2,z3,z4:real;
A1,A2,A3,A4,A5,A6,A7,pp,pj: real;
pche,rvt,s,z,v,ll,h,rn,B,pt,Du,rk,muz1,muz2,muz,rm,m,rsr,sgt,tp,tt,sg:real;
sinb,cosb,kk,V0 : real;
x0, xn, y0, hh: real;
implementation
{$R *.dfm}
function f(t, n: real): real;
begin
f :=z1*sqr(n)+(z2*exp(1.5*ln(n)))+z3*n+z4;
end;
function method_ejlera(a, b, y0, h: real): MAS;
var

```

```

j: real;
results : MAS;
i: integer;
begin
  i := 1;
  results[1, 1] := a;
  results[1, 2] := y0;
  results[1, 3] := f(results[1, 1], results[1, 2]);
  j := a + h;
  while (j <= b) do
    begin
      i := i + 1;
      results[i, 1] := results[i-1, 1] + h;
      results[i, 2] := results[i-1, 2] + h * results[i-1, 3];
      results[i, 3] := f(results[i, 1], results[i, 2]);
      j := j + h;
    end;
  results[0, 1] := i;
  n[k]:=results[i, 2];
  method_ejlara := results;
end;
// процедура на інерції
procedure inertia();
var
Jc,Jl,Jprl :real;
begin
  Jc:=0.5*pi*pche*sqr(rvt)*sqr(rvt)*s;
  Jl:=1/12*(sqr(rn-rvt)+sqr(l))*(1-cos(2*B))/2+(sqr(h)+sqr(rn-rvt))*((1+cos(2*B))/2)*pt*(rn-
rvt)*h*ll+pt*(rn-rvt)*h*ll*sqr((rn+rvt)/2);
  Jprl:=muz*pp*(ll*h*h*h*h)/48+sqr((rn+rvt)/2)*pp*(rn-rvt)*h*ll;
  JJ:=Jc+(z*Jl)+(z*Jprl);
  pj:=2*pi*JJ;
end;
// процедура на коефіцієнти
procedure kof ();
var
x1,x2,x3,x4:real;
begin
  x1:=0.014*sqr(1/sg);
  x2:=(rn-rvt)-2*((rm-rvt)/(m+1))+((rm-rvt)/(2*m+1))-2*((rk-rm)/(m+1));
  x3:=exp((m+1)*ln((rn-rm)/(rk-rm)));
  x4:=((rk-rm)/(2*m+1))*exp((2*m+1)*ln((rn-rm)/(rk-rm)));
  A1:=x1*(x2+x3+x4);
  x1:=4*pi*(1/sg);
  x2:=(sqr(rn)-sqr(rvt))/2;
  x3:=((sqr(rm)+rm*m*rvt)/(sqr(m)+3*m+2))-(sqr(rvt)/(2+m));
  x4:=exp(m*ln((rm-rn)/(rm-rk)))*(sqr(rn)/(m+2)-((rm*m*rn+sqr(rm))/(sqr(m)+3*m+2)));
  A2:=x1*(x2+x3+x4);
  A3:=(4/3)*pi*pi*((rn*rn*rn)-(rvt*rvt*rvt));
  A4:=15.2394*sqr(rvt)*sqr(rvt)*exp(0.5*ln(Q/sg));
  A5:=(4*pi*muz*s*h*z*rn*sqr(rk))/(sinb*V0*(sqr(rk)-sqr(rn)));
  A6:=(pi*sqr(rn)*s)/(4*sqr(rgt)*sqr(sinb))*0.029*sqr(1-sqr(sinb)*sgt);
  A7:=(0.0279/tp)*(z*ll*rsr*(rn-rvt)*cosb)/(sqr(sinb)*sqr(rgt))*sqr(1-sqr(sinb)*sgt);

```

```

end;
procedure koff ();
begin
A5:=(4*pi*muz*s*h*z*rn*sqr(rk))/(sinb*V0*(sqr(rk)-sqr(rn)));
A6:=(pi*sqr(rn)*s)/(4*sqr(sgt)*sqr(sinb))*0.029*sqr(1-sqr(sinb)*sgt) ;
A7:=(0.0279/tp)*(z*ll*rsr*(rn-rvt)*cosb)/(sqr(sinb)*sqr(sgt))*sqr(1-sqr(sinb)*sgt);
end;
procedure TPagesDlg.Button1Click(Sender: TObject);
begin

pche:=strtofloat(edit1.text);
rvt:=strtofloat(edit2.text)*0.001;
s:=strtofloat(edit3.text)*0.001;
z:=strtofloat(edit4.text);
pp:=strtofloat(edit5.text);
ll:=strtofloat(edit6.text)*0.001;
h:=strtofloat(edit7.text)*0.001;
rn:=strtofloat(edit8.text)*0.001;
B:=strtofloat(edit9.text);
sinb:=sin(B*0.01745);
cosb:=cos(B*0.01745);
pt:=strtofloat(edit10.text);
Du:=strtofloat(edit22.text)*0.001;
rk:=Du/2;
sgt:=pi*sinb*(sqr(rn)-sqr(rvt))-h*z*(rn-rvt);
sg:=pi*sqr(rk);
Q:=Strtofloat(edit28.text)/3600;
rm:=sqrt((sqr(rvt)-sqr(rk))/(2*ln(rvt/rk)));
m:=pp*(rn-rvt)*h*ll;
rsr:=(rvt+rn)/2;
tt:=(2*pi*rsr)/z;
tp:=tt/ll;
v0:=Sg*tt;
kk:=((2*m+1)*(m+1))/(2*sqr(m));
muz1:=0.99659519+2.0113477*h/(rn-rvt);
muz2:=1+0.99142209*h/(rn-rvt)-0.014176371*(h*(rn-rvt)*(h/(rn-rvt)));
muz:= muz1/muz2;
// моменти інерції
inertion();
edit14.Text:=floattostr(JJ);
// коефіцієнти
kof();
edit15.Text:=floattostr(A1);
edit16.Text:=floattostr(A2);
edit17.Text:=floattostr(A3);
edit18.Text:=floattostr(A4);
edit19.Text:=floattostr(A5);
edit20.Text:=floattostr(A6);
edit23.Text:=floattostr(A7);
x0 := StrToFloat(Edit29.Text);
xn := StrToFloat(Edit30.Text);
y0 := StrToFloat(Edit31.Text);
hh := StrToFloat(Edit32.Text);

```

```

//вивід рівняння
z1:=roundto((A3/pj),-2);
z2:=roundto((-A4*pp)/pj, -2);
z3:=roundto((-A2*Q)/pj, -2);
z4:=roundto((-A5*Q)-((A6+A7)*pp*sqr(Q))+(A1*sqr(Q)))/pj, -2);
edit24.Text:=floattostr(z1);
edit25.Text:=floattostr(z2);
edit26.Text:=floattostr(z3);
edit27.Text:=floattostr(z4);
end;
//динаміка
procedure TPagesDlg.Button2Click(Sender: TObject);
var
  results: MAS;
  i: integer;
begin
  results := method_ejlera(x0, xn, y0, hh);
  Chart1.SeriesList[0].Clear;
  for i := 1 to round(results[0, 1]) do
    begin
      Memo1.Lines.Add('t[' + IntToStr(i) + ']=' + FloatToStr(results[i, 1]) + ' ; n[' + IntToStr(i) +
        ']=' + FloatToStr(results[i, 2]) + ' ; F[' + IntToStr(i) + ']=' + FloatToStr(results[i, 3]));
      Chart1.Series[0].AddXY(results[i, 1], results[i, 2]);
    end;
  end;
end;
//розрахунок стат
procedure stat();
var
  results: MAS;
  a: integer;
begin
  k:=1;
  for a:=1 to 90 do
    begin
      Q:=a/3600;
      z1:=roundto((A3/pj),-2);
      z2:=roundto((-A4*pp)/pj, -2);
      z3:=roundto((-A2*Q)/pj, -2);
      z4:=roundto((-A5*Q)-((A6+A7)*pp*sqr(Q))+(A1*sqr(Q)))/pj, -2);
      results := method_ejlera(x0, xn, y0, h);
      nd[a]:=n[k];
      k:=k+1;
    end;
  end;
end;
//розрахунок стат для ідеальної речовини
procedure statid();
var
  results: MAS;
  a: integer;
begin
  k:=1;
  for a:=1 to 90 do
    begin

```

```

Q:=a/3600;
z1:=roundto((A3/pj),-2);
z2:=0;
z3:=roundto((-A2*Q)/pj, -2);
z4:=roundto(((A1*sqr(Q))/pj, -2);
results := method_ejlara(x0, xn, y0, h);
nd[a]:=n[k];
k:=k+1;
end;
end;
//статика при стандарті
procedure TPagesDlg.Button3Click(Sender: TObject);
var
i,i1:integer;
pohubka: real;
begin
    stat();
    for i:=1 to 90 do begin
        Chart2.Series[0].AddXY(i, nd[i]);
        ni[i]:=nd[i];
        pohubka:=(ni[i]-nd[i])/ni[i]*100;
        Chart3.Series[i1].AddXY(i, pohubka);
    end;
end;
// статика при зміні густини
procedure TPagesDlg.Button4Click(Sender: TObject);
var
i,i1:integer;
pohubka:real;
begin
    Chart2.SeriesList[0].Clear;
    for i:=1 to 3 do begin
        Chart3.Series[5].AddXY(i, 5);
        Chart3.Series[6].AddXY(i, -5);
    end;
    for i:=3 to 90 do begin
        Chart3.Series[5].AddXY(i, 2);
        Chart3.Series[6].AddXY(i, -2);
    end;
    i1:=0;
    pp:=700;
    while pp<=1000 do
    begin
        inertion();
        stat();
        for i:=1 to 90 do
        begin
            Chart2.Series[i1].AddXY(i, nd[i]);
            pohubka:=(ni[i]-nd[i])/ni[i]*100;
            Chart3.Series[i1].AddXY(i, pohubka);
        end;
        pp:=pp+30;
        i1:=i1+1;
    end;
end;

```

```

    end;
end;
procedure TPagesDlg.Button5Click(Sender: TObject);
var i,i1:integer;
    pohubka,y,g,g1:real;
begin
    for i:=1 to 3 do begin
        Chart3.Series[5].AddXY(i, 5);
        Chart3.Series[6].AddXY(i, -5);
    end;
    for i:=3 to 90 do begin
        Chart3.Series[5].AddXY(i, 2);
        Chart3.Series[6].AddXY(i, -2);
    end;
    i1:=0;
    for i:=1 to 90 do
        begin
            Chart2.Series[2].AddXY(i, y);
            pohubka:=(ni[i]-y)/ni[i]*100;
            Chart3.Series[2].AddXY(i, pohubka);
        end;
        while z<=14 do
            begin
                inertion();
                kof();
                stat();
                for i:=1 to 90 do
                    begin
                        Chart2.Series[i1].AddXY(i, nd[i]);
                        pohubka:=(ni[i]-nd[i])/ni[i]*100;
                        Chart3.Series[i1].AddXY(i, pohubka);
                    end;
                    z:=z+1;
                    i1:=i1+1;
                end;
            end;
        end;
    procedure TPagesDlg.Button6Click(Sender: TObject);
    var i,i1:integer;
        pohubka:real;
    begin
        for i:=0 to 4 do
            begin
                Chart2.SeriesList[i].Clear;
                Chart3.SeriesList[i].Clear;
            end;
            i1:=0;
            h:=0.0010;
            while h<=0.0027 do
                begin
                    inertion();
                    kof();
                    stat();
                    for i:=1 to 90 do

```

```

begin
Chart2.Series[i1].AddXY(i, nd[i]);
pohubka:=(ni[i]-nd[i])/ni[i]*100;
Chart3.Series[i1].AddXY(i, pohubka);
end;
h:=h+0.0004;
i1:=i1+1;
end;
end;
procedure TPagesDlg.Button7Click(Sender: TObject);
var i,i1:integer;
pohubka:real;
begin
for i:=0 to 4 do
begin
Chart2.SeriesList[i].Clear;
Chart3.SeriesList[i].Clear;
end;
i1:=0;
B:=58;
while B<=70 do
begin
sinb:=sin(B*0.01745);
cosb:=cos(B*0.01745);
inertion();
koff();
stat();
for i:=1 to 90 do
begin
Chart2.Series[i1].AddXY(i, nd[i]);
pohubka:=(nd[i]-ni[i])/ni[i]*100;
Chart3.Series[i1].AddXY(i, pohubka);
end;
B:=B+3;
i1:=i1+1;
end;
end;
procedure TPagesDlg.Button8Click(Sender: TObject);
var i,i1:integer;
pohubka:real;
begin
for i:=0 to 4 do
begin
Chart2.SeriesList[i].Clear;
Chart3.SeriesList[i].Clear;
end;
i1:=0;
s:=0.0116;
while s<=0.0196 do
begin
inertion();
kof();
stat();

```

```

for i:=1 to 90 do
begin
Chart2.Series[i1].AddXY(i, nd[i]);
pohubka:=(ni[i]-nd[i])/ni[i]*100;
Chart3.Series[i1].AddXY(i, pohubka);
end;
s:=s+0.002;
i1:=i1+1;
end;
end;
procedure TPagesDlg.Button9Click(Sender: TObject);
var
i:integer;
begin
statid();
for i:=1 to 90 do begin
Chart2.Series[1].AddXY(i, nd[i]);
ni[i]:=nd[i];
end;
end;
//розрахунок тисків
procedure TForm1.Button12Click(Sender: TObject);
var P1,P2,P3,P4,po,v,sg1,sg2,k,Cx,tau,Sm,e12,e34,lambda,n: real;
x: array[0..90] of integer;
y: array[0..90] of real;
y1: array[0..90] of real;
i,Q:integer;
begin
po:=863;
Sg1:=0.00196;
Sg2:=0.0038;
Cx:=0.36;
tau:=0.5;
k:=1.55;
Sm:=0.001099;
P1:=150000;
Q:=0;
v:=(Q/3600)/sg1;
n:=0;
x[0]:=Q;
y[0]:=0;
for i:=1 to 90 do begin
Q:=Q+1;
v:=(Q/3600)/sg1;
n:=n+0.754;
e12:=(k*Cx*Sm/Sg1)/sqr(1-tau*Sm/Sg1)*(1-tau*Sm/Sg1);
P2:=P1+((po*sqr(v))/2*(1-(sqr(Sg1)/sqr(Sg2))-e12*sqr(sg1)/sqr(sg2)));
P3:=P1+((po*sqr(v))/2*(1-(sqr(Sg1)/sqr(Sg2))*(1-e12))));
lambda:=0.3164/exp(0.25*ln(4000));
e34:=(lambda/8*sin(0.5))*(1-1/sqr(n));
P4:=p1+((po*sqr(v))/2*(1-(sqr(Sg1)/sqr(Sg2))*(1+e34)));
x[i]:=Q;
y[i]:=abs(p1-p4)/1000;

```

```
y1[i]:=abs(p2-p3)/1000;  
end;  
for i:=0 to 90 do    begin  
Chart1.Series[0].AddXY(x[i],y[i]);  
Chart1.Series[1].AddXY(x[i],y1[i]);  
end;  
end;  
end.
```