

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій, автоматизації,
електроінженерії та радіоелектроніки

(повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра електричної інженерії

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

О.Ю. Колларов

(підпис)

(ініціали, прізвище)

« » 2021 р.

Дипломна робота

магістра

(освітній ступінь)

на тему Дослідження та оптимізація параметрів роботи дутьових пристроїв котельні

Виконав: студент 2 курсу, групи ТЕПзм-19

(шифр групи)

напряму підготовки (спеціальності) 144 Теплоенергетика

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Катренко В.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник Тімошенко С. М., д.т.н, проф.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент:

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Нормоконтроль:

Засвідчую, що у цій випускній кваліфікаційній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Любименко О. М.

Студент

(підпис)

(підпис)

(дата)

(дата)

Покровськ – 2021 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**

Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій, автоматизації,
електроінженерії та радіоелектроніки

Кафедра електричної інженерії

Освітній ступінь: магістр

Спеціальність: (144) теплоенергетика

**ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри**

_____ (Колларов О. Ю.)

« ____ » _____ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Катренку Віталію Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Дослідження та оптимізація параметрів роботи
_____ дуттьових пристроїв котельні

керівник роботи _____ Тімошенко С. М., д.т.н, проф.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ №

2. Строк подання студентом роботи _____ 30 квітня 2021 року

3. Вихідні дані до роботи: _____ Тип котла – ДКВР-4-13ГМ. Паливо

– природний газ. Коефіцієнт надлишку повітря у топці – 1,1. Температура
повітря в котельні – 30°C. Температура живильної води – 100 °C. Продувка
– 3%. Втрати тепла: від хімічного недопалу – 1,5%, від хімічного і
механічного недопалу – 0, з викидами у навколишнє середовище – 1,5%.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які
потрібно розробити) 1. Огляд загальних відомостей про тягодуттьові
пристрої теплоенергетичних установок.

2. Визначення параметрів роботи дуттьового тракту котельної установки.

3. Огляд кінематики потоку у відцентрових турбомашинах.

4. Моделювання процесу протікання потоку у робочому просторі
тягиодуттьової машини.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових
креслень, якщо передбачається)

Десять слайдів презентаційного матеріалу

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Біла Н. С.		
Розділи 1, 2	Колларов О. Ю.		
Нормоконтроль	Любименко О. М.		

7. Дата видачі завдання 10 вересня 2019 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд загальних відомостей про тягодуттьові пристрої теплоенергетичних установок.	15.02.2021 – 28.02.2021	
2.	Огляд особливостей роботи тягодуттьових пристроїв теплоенергетичних установок.	01.03.2021 – 09.03.2021	
3.	Визначення параметрів роботи дуттьового тракту котельної установки.	10.03.2021 – 19.03.2021	
4.	Огляд кінематики потоку у відцентрових турбомашинах.	20.03.2021 – 31.03.2021	
5.	Огляд загальних принципів моделювання відцентрових турбомашин.	01.04.2021 – 09.04.2021	
6.	Моделювання процесу протікання потоку у робочому просторі тягодуттьової машини.	10.04.2021 – 19.04.2021	
7.	Огляд питань охорони праці.	20.04.2021 – 30.04.2021	

Студент

(підпис)

Катренко В.О.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Тімошенко С.М.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Катренко В.О. Дослідження та оптимізація параметрів роботи дутьових пристроїв котельні / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього рівня «магістр» за спеціальністю 144 Теплоенергетика – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2021.

Дипломна робота складається зі вступу, основної частини, яка включає чотири розділи, висновків, списку використаних джерел та додатків.

У першому розділі наведено основи роботи тягодутьових пристроїв теплоенергетичних установок – наведено загальні відомості про тягодутьові пристрої та особливості їх роботи.

У другому розділі були визначені параметри роботи тягодутьового тракту котельної установки – здійснено розрахунок параметрів горіння у топці котла та аеродинамічний розрахунок газового тракту.

У третьому розділі визначено параметри, що впливають на ефективність роботи тягодутьових пристроїв та досліджено кінематику потоку у відцентрових турбомашинах.

У четвертому розділі здійснено моделювання роботи тягодутьового пристрою взагалі і моделювання процесу протікання потоку у робочому просторі тягодутьової машини зокрема.

Ключові слова: тягодутьовий пристрій, теплоенергетична установка, електропривод, котел, газовий тракт, турбомашина, моделювання

SUMMARY

Katrenko V. Research and optimization of operating parameters of boiler room blowing devices / Graduation qualification work for obtaining the educational level «Master» in the specialty 144 Heat and Power Engineering - DVNZ DonNTU, Pokrovsk, 2021.

Thesis consists of an introduction, the main part, which includes four sections, conclusions, a list of sources and appendices.

The first section presents the basics of operation of traction devices of thermal power plants – provides general information about traction devices and features of their operation.

In the second section, the parameters of the traction-blowing path of the boiler installation were determined – the calculation of combustion parameters in the boiler furnace and the aerodynamic calculation of the gas path were performed.

In the third section the parameters influencing the efficiency of traction devices are determined and the kinematics of the flow in centrifugal turbomachines is investigated.

The fourth section simulates the operation of the traction device in general and the simulation of the flow process in the working space of the traction machine in particular.

Keywords: traction blowing device, thermal power plant, electric drive, boiler, gas tract, turbomachine, modeling.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	8
1 ОСНОВИ РОБОТИ ТЯГОДУТТЬОВИХ ПРИСТРОЇВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК	9
1.1 Загальні відомості про тягодуттєві пристрої теплоенергетичних установок	9
1.2 Особливості роботи тягодуттєвих пристроїв теплоенергетичних установок	14
1.3 Використання регульованих електроприводів у тягодуттєвих установках	17
2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ДУТТЬОВОГО ТРАКТУ КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	22
2.1 Розрахунок параметрів горіння у топці котла	22
2.2 Аеродинамічний розрахунок газового тракту	31
3 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЯГОДУТТЬОВИХ ПРИСТРОЇВ	37
3.1 Кінематика потоку у відцентрових турбомашинах	37
3.2 Математичне моделювання течій у відцентрових турбомашинах	46
4 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ТЯГОДУТТЬОВОГО ПРИСТРОЮ	51
4.1 Загальні принципи моделювання відцентрових турбомашин	51
4.2 Моделювання процесу протікання потоку у робочому просторі тягодуттєвої машини	54
ВИСНОВКИ	66

	7
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	67
ДОДАТОК А. ГРАФІЧНА ЧАСТИНА	71
ДОДАТОК Б. ОГЛЯД ПИТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ	78
ДОДАТОК В. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКНТРОЛЕРА	80

ВСТУП

Основною метою будь-якого дослідження у сфері отримання теплової енергії є поліпшення характеристик роботи теплового обладнання.

Основним показником ефективності роботи теплотехнічних установок є відсоток перетворення хімічної енергії палива у теплову енергію напряму або через теплоносій.

Навіть з теоретичної точки зору це не можливо, а у реальних обставинах справи є ще більш критичними через неповне згоряння палива та неповна передача за допомогою теплоносія. Усі ці чинники об'єднуються поняттям тепловтрат, які необхідно намагатися мінімізувати для досягнення максимально-можливої ефективності.

Серед усього різноманіття тепловтрат однією з основних є втрат тепла з вихідними газами. Недостатня ступінь/швидкість проходження повітря через систему котла завжди було однією з основних проблем роботи котлів. Номінальні режими роботи тягодутьових пристроїв не завжди відповідають номінальному режиму роботи котла.

При правильному підборі режиму роботи турбоустановки покращуються параметри тепловіддачі та загальної продуктивності теплової установки.

Вимоги законодавства з енергозбереження роботи енергоємних виробництв призводять до підвищених вимог відносно ефективності роботи теплоенергетичного обладнання. З даної точки зору пошук шляхів ефективної роботи приводів тягодутьових пристроїв та інших електричних компонентів цих приводів є однією з перспективних тем для дослідження. Зі збільшенням ефективності пристроїв спалювання енергетичного палива споживання електроенергії пристроями, що забезпечують роботу перших, дедалі у більшому ступені впливають на загальний ступінь енергоспоживання системи взагалі.

1 ОСНОВИ РОБОТИ ТЯГОДУТТЬОВИХ ПРИСТРОЇВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

1.1 Загальні відомості про тягодуттєві пристрої теплоенергетичних установок

Тягодуттєві пристрої є невід'ємною частиною технологічного процесу та схеми котелень і без належного функціонування перших неможлива продуктивна робота теплових установок [1].

Тягодуттєві машини – це пристрої для утворення примусового руху повітря, не залежно від різниці щільності та тиску на вході та виході, мають змогу працювати при високих температурах у високотемпературних системах – котлах, промислових печах та інших системах, призначених для спалювання різних видів палива [2].

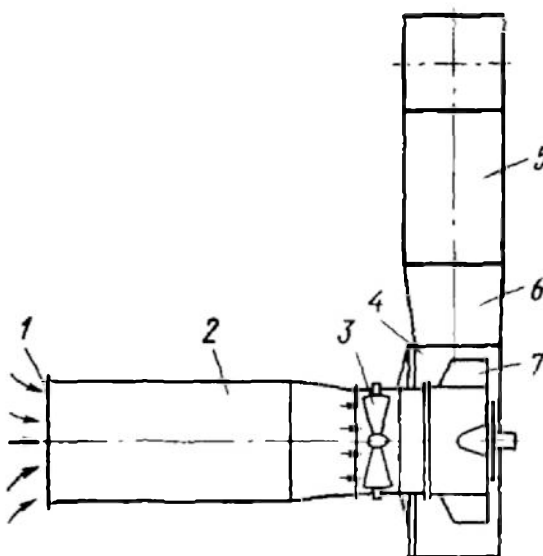
Основне функціональне призначення тягодуттєвих пристроїв полягає у підтримці оптимального режиму горіння у топці – підтримка необхідного співвідношення «палива» і «повітря» зі створенням найсприятливіших умов для більш повного згоряння палива для забезпечення заданої продуктивності котельної установки. Зміст даної процедури полягає у підборі комбінації потрібної кількості повітря у топці та забезпеченні заданої інтенсивності видування продуктів горіння [3].

Для продуктивної роботи котельного агрегату необхідною умовою є застосування дуттєвого вентилятора, призначення якого подавати повітря через підігрівач до топки котла. Димові гази, що утворилися, висмоктуються з топки котла димососом та подаються (викидаються) у атмосферу через димову трубу [3].

Тягодуттєві машини за своєю конструкцією відносять до лопатевих машин, а за конструкцією вони мають радіальний або осьовий принцип дії.

У тягодуттєвих машинах радіального типу (рис. 1.1) потік потрапляє на лопаті уздовж осі робочого колеса, а відводиться у радіальному

напрямку. У осьових машинах (рис. 1.2) потік рухається вздовж осі обертання робочого колеса на всій протяжності машини [4].



1 – повітряний колектор, 2 – підвідний патрубок, 3 – напрямний апарат, 4 – кожух, 5 – відвідний патрубок, 6 – дифузор; 7 – робоче колесо

Рисунок 1.1 – Тягодуттєва машина радіального типу [4]

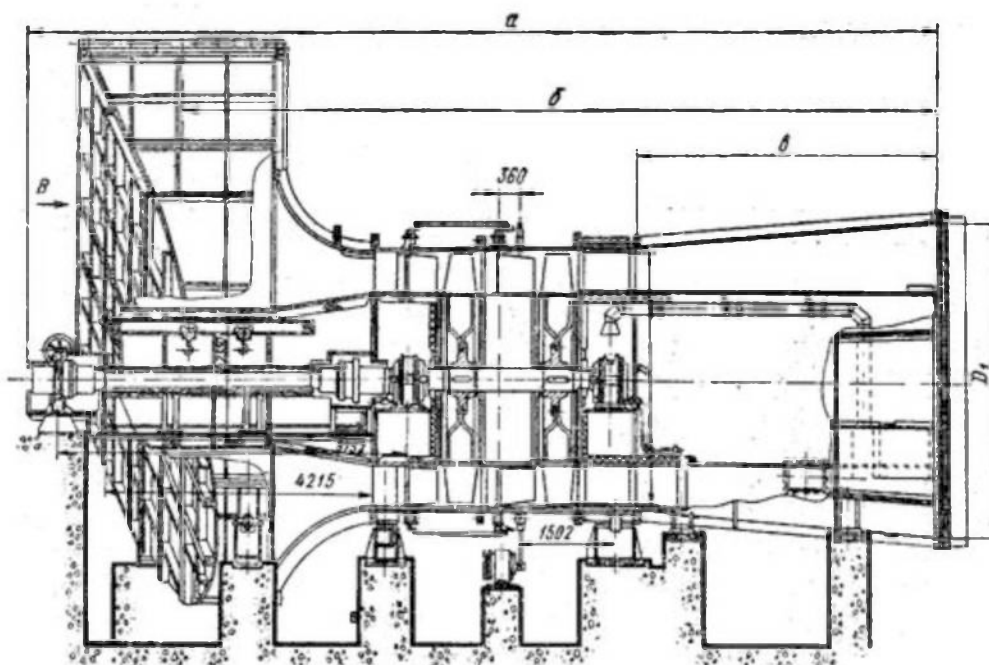


Рисунок 1.2 – Осьовий димосос [4]

Робочі лопаті радіальних машин встановлюють радіально і загнутими уперед або назад. У котельних зазвичай використовуються тягодуттьові машини радіального типу.

Сучасні тягодуттьові машини представляють собою нагнітальне обладнання, що обертаються, і мають від однієї до двох ступеней та завдяки цьому тиск підвищується на 0,6 – 3 кПа по відношенню до початкового значення.

Радіальні або відцентрові машини поділяють на турбомашини одностороннього та двостороннього всмоктування [4].

Тягодуттьові машини переміщують нагріте повітря через систему повітропроводів. Зазвичай це відцентрові машини з двостороннім всмоктуванням, що розташовано по обидва боки турбомашини. Двигун монтується всередині впускного конуса з одного боку.

Не дивлячись на значний стрибок у останні роки значень ефективності різноманітних технологічних систем, тягодуттьові машини з примусовою подачею повітря не зазнали суттєвих поліпшень та покращень у роботі.

Статистика випробувань показує, що найбільш поширені тягодуттьові машини мають коефіцієнти корисної дії від 20% до 30%, що говорить про можливість пошуку рішень для його поліпшення. Тут можна говорити і про електронні і про гідравлічні складові зазначених машин. Та ж статистика визначає, що більшість втрат проявляється у вигляді викидів тепла, що одночасно знижує ефективність охолодження агрегату [4].

З огляду на вищезазначене, надійність і техніко-економічна ефективність роботи теплових електростанцій і теплопостачальних систем в значній мірі визначається ефективністю використання тягодуттьових машин. Крім вимог по надійності і економічності, можливості роботи на змінних режимах до них ставляться специфічні вимоги, пов'язані з тривалою експлуатаційною компанією, роботою при високій температурі.

Оцінка роботи тягодуттьових пристроїв полягає у визначенні характерних показників їхньої роботи та дослідження здатності

забезпечити задану продуктивність та тиск при заданій конструкції. Ефективність роботи тягодуттьових пристроїв враховує втрати енергії у робочих колесах та у підключених компонентах.

Кожна тягодуттьова машина має унікальні механічні та електричні характеристики. Кожна з них дає оцінку на основі фактичної витрати енергії в системі. Ефективність передачі енергії характеризує продуктивність на основі загальної вхідної потужності, необхідної для створення певної витрати та тиску при певних вихідних даних. Для оцінки даних показників є коефіцієнт корисної дії, що має бути основним показником при пошуку альтернативи для заміни існуючої турбомашини. Фактичне значення коефіцієнту корисної дії турбомашини визначається шляхом проведення окремих випробувань з імітацією реальних умов роботи у визначеному діапазоні [5].

З метою визначення ККД тягодуттьових пристроїв вимірюють значення спожитої (електричної) потужності та потужності на валу турбомашини шляхом вимірювання крутного моменту. При цьому враховуються втрати у двигуні та інших електричних компонентів (перетворювачі частоти та елементи управління), що визначає недоліки даного методу. На практиці у якості робочого значення коефіцієнта корисної дії застосованих турбомашин використовують «заводські криві» при заданому значенні продуктивності.

Для здійснення аналізу необхідно проводити дослідження, метою яких є визначення характеристик роботи тягодуттьових пристроїв при типовому споживанні енергії, та визначення різниці у продуктивності між заводськими та реальними даними, а також пошук чинників, які мають суттєвий вплив на значення ККД.

У більшості випадків в якості приводного двигуна використовують багатополюсні асинхронні двигуни з синхронною швидкістю обертання 1000, 1500 або 3000 об./хв. Зміна числа пар полюсів дає змогу роботи на кількох фіксованих швидкостях у залежності від значення витрати повітря

та створюваного тиску та розширити область застосування турбомашини. Швидкість регулюється ступінчасто, шляхом перемикання обмоток у блоці управління [6].

Для досягнення постійного значення швидкості при обертанні на кожному радіусі робочого колеса означає, що необхідно надавати відповідної траєкторії руху часткам повітря. Рис. 1.3 демонструє цю реалізацію – колесо димососів, у залежності від типорозміру, має безліч вузьких вигнутих за певним законом лопатей з листового металу. Принцип роботи також вимагає наявності зазору визначеного розміру між колесом і корпусом – такого, який мінімізує вихроутворення у ньому і враховує наявність неточності виготовлення та коливань системи, що обертається (вал з насадженим на нього робочим колесом) [7].



Рисунок 1.3 – Робоче колесо відцентрового димососа

Досить корисним є використання у останній час у якості приводних двигунів з постійними магнітами. У двигунах даного типу здійснюється електронне керування обертовим полем статора, а ротор складається з постійних магнітів, безпосередньо встановлених на валу двигуна. Шляхом зміни напруги та/або частоти струму на обмотках статора досягаємо широкого діапазону регулювання частоти обертання та значень крутних

моментів. Використовуючи у якості вихідного параметра значення продуктивності повітродувки, можна підбирати комбінацію режимів роботи обох механізмів для забезпечення постійності потоку повітря у широкому діапазоні статичних тисків [8].

Магнітне поле ротора таких двигунів генерується постійними магнітами і на це не витрачається додаткова енергія, як у асинхронних двигунах, тому перший є більш енергоефективним. Широкий діапазон швидкостей дозволяє працювати турбомашині при значно менших витратах повітря, що робить їх більш придатними для безперервної роботи і до зменшення споживання енергії [8].

Для оцінки ефективності роботи тягодуттьових пристроїв необхідно визначити параметри потоку повітря та рівень споживання енергії у визначеному діапазоні робочих тисків. Загальна ефективність визначається як відношення потужності потоку повітря до спожитої електродвигуном електричної енергії, що одночасно враховує як гідравлічні так і електричні та механічні втрати. У якості розрахункового значення різниці тисків беруть різницю значень загальних тисків (статичного та швидкісного) між входом і виходом турбомашини.

Аналіз роботи тягодуттьових пристроїв може показати, так звані, «вузькі місця» при їх експлуатації та запропонувати відповідні технічні рішення для покращення роботи перших.

1.2 Особливості роботи тягодуттьових пристроїв теплоенергетичних установок

У якості тягодуттьових пристроїв теплоенергетичних установок сьогодні використовують турбомашини, робота яких визначається створенням позитивного значення тиску і мають одно- або

багатоступінчасту конструкцію та характеризуються наявністю високошвидкісного регульованого приводу [9].

Тягодуттєві пристрої з нерегульованим приводом є менш ефективними у порівнянні з регульованими. Їх використання виправдано лише там, де є незмінні значення продуктивності та тиску або вони змінюються у незначних межах.

Багатоступеневі тягодуттєві пристрої конструктивно складаються з кількох робочих коліс, розміщених послідовно за напрямком руху потоку, і з економічної точки зору є найдешевшими, але мають низьку ефективність роботи в робочій зоні продуктивностей. Регулювання їх робочих параметрів здійснюється або зміною опору на вході за допомогою дросельних пристроїв, або зміною частоти обертання за рахунок використання приводів змінної частоти. Застосування останнього способу може дещо підвищити ефективність роботи турбоагрегату [9].

Через низьке значення коефіцієнта корисної дії вони мають підвищені показники споживання електричної енергії. Якщо оцінювати увесь технологічний цикл роботи багатоступеневих тягодуттєвих пристроїв, можна побачити високі значення витрат на їх експлуатацію у порівнянні з одноступеневими машинами.

Натомість, одноступінчасті тягодуттєві пристрої конструктивно складаються з одного робочого колеса, що мають у якості засобів їхнього регулювання вхідні направляючі апарати. У деяких випадках може бути застосований двошвидкісний привод або частотнорегульований. Результатом цього є вища ефективність їхньої роботи на більших значеннях робочого діапазону продуктивності [9].

У останні роки усе ширше спостерігається тенденція застосування тягодуттєвих пристроїв з прямим приводом, у яких робоче колесо приєднують до високошвидкісного двигуна напряму, а двигун постачено системою, що змінює частоту обертання. Вони компактні і прості у керуванні, маловібронавантажені, малошумні та надійні у експлуатації.

Для підвищення загального значення коефіцієнта корисної дії турбомашини певним чином конструюють їх аеродинамічний профіль лопатей та застосовують магнітні підвіси замість традиційних підшипників.

У якості електричних приводів тягодуттьових пристроїв можуть бути застосовані як асинхронні так і синхронні двигуни (з постійними магнітами. Останні є більш ефективними за асинхронні та мають менші масогабаритні показники.

Основними вимогами до тягодуттьових пристроїв є [10]:

- висока корозійна стійкість,
- помірний їх розмір у плані,
- низький рівень шуму та вібрацій при роботі,
- якомога вищий ККД у межах робочої зони,
- можливість регулювання у широкому діапазоні зміни частоти обертання,
- простота технічного обслуговування,
- стійкість до зміни зовнішніх умов експлуатації (зміна значень опору, температури, напруги тощо).

Технічне обслуговування тягодуттьових пристроїв полягає у заміні витратних матеріалів, періодичних оглядах та обслуговуваннях системи охолодження, підшипникових вузлів та кріплення [10].

Витрати на обслуговування, у загальному розумінні, пов'язані із заміною швидкозношуваних матеріалів – фільтри, охолоджуючої рідини – та періодичною заміною електронних компонентів схем і систем керування електроприводом.

1.3 Використання регульованих електроприводів у тягодуттьових установках

У якості стандартних тягодуттьових пристроїв у теплоенергетичних системах найбільшого застосування набули відцентрові турбомашини. Лопаті цих агрегатів можуть бути «загнуті вперед» або «загнуті назад» і приводяться в рух асинхронними електродвигунами з постійною, асинхронною частотою обертання. Ці пристрої, як правило, кілька постійних частот обертання – до 3 (4), значення яких обирається у залежності від режиму роботи. Однак межі зміни частоти обертання відбувається у незначному діапазоні – від 60% до 100%. При цьому знижується значення ККД двигуна зокрема і системи приводу взагалі – він може знижуватися впритул до 20% на низьких частотах обертання [9].

З метою покращення даного показника виробники турбоагрегатів пішли шляхом застосування пристроїв зміни частоти обертання шляхом зміни параметрів живлення від електрично-комутаційних перетворювачів на базі силових елементів. Зазначені заходи у змозі підвищити загальну ефективність роботи системи до 85% у широкому діапазоні зміни частот обертання. Додатковою перевагою застосування даних систем – здатність різко змінити продуктивність у системі за вимогою (наприклад, при аварійних режимах чи режимах рециркуляції). Основний недолік таких систем – їхня відносно висока вартість [11].

Це зумовлено принципом теоретичного опису процесу роботи турбомашин – значення спожитої потужності пропорційна продуктивності через дану турбомашину у третьому ступені (кубі), тому навіть незначна зміна продуктивності (за вимогою технологічного процесу) призводить до значної економії електричної енергії.

Розробленні стандарти у царині економії енергії при використанні електродвигунів висвітлюють ряд вимог до ефективності для

турбоагрегатів у складі тягодуттьових пристроїв. Ці вимоги встановлюють стандарти ефективності їхньої роботи і особисто і у складі теплоенергетичної установки. Ці вимоги складені на основі статистичних даних роботи багатьох приводів і на основі економічно виправданих методів та заходів. Для вірної оцінки можливості застосування тих чи інших заходів необхідно оцінювати різноманітні зовнішні впливи та реальні умови застосування, що включають [11]:

- можливість досягнення максимальних значень ККД,
- тривалість роботи під повним навантаженням,
- тривалість роботи під частковим навантаженням,
- наявність та ефективність тепловідведення,
- вплив природньої тяги (прямоточна чи протилежна),
- наявність та величина витоків у системі,
- схильність до стагнації,
- ступінь забруднення повітря,
- температурний режим,
- безперервність та безперебійна робота очищувачів повітря (електрофільтрів і т.п.).

За ступенем збільшення статичного тиску на тягодуттьовий пристрій, що приводиться в дію асинхронним двигуном, продуктивність через нього зменшується у відповідності із законом, що характеризує даний тип турбомашини, при цьому зменшується споживання енергії електродвигуном. З іншого боку, система керування двигуном налаштовується таким чином, щоб підтримувати постійність витрати незалежно від змін статичного тиску. Тому, зі збільшенням статичного тиску (наприклад, при надмірному забрудненні повітряного тракту), споживання електроенергії двигуном збільшується для підтримки заданої витрати повітря [13].

Турбомашини з електроприводами з можливістю регулювання частоти обертання набирають у останній час все більшої популярності

завдяки можливості підтримувати підвищені значення електричної ефективності роботи (ККД), що також пояснюється постійним зростання цін на енергоносії.

Крім того, досить часто висуваються вимоги щодо підвищення ефективності роботи тягодуттьових пристроїв при роботі з нагрітим повітрям та необхідністю у деяких випадках додаткового охолодження. Проте, на шляху підвищення ефективності роботи зазначених систем можуть бути системні фактори, що обмежують можливості нескінченного підвищення ефективності роботи і у загальному випадку залежить від конфігурації системи розподілу повітря та розташування повітропроводів – схеми газового тракту [14].

Для визначення ефективності роботи системи необхідно застосувати певну процедуру випробувань, що базується на визначених стандартах. Дані випробування ілюструють рівень споживання різних видів енергії у технологічному процесі, що розглядається, коли забезпечуються задані параметри роботи (продуктивність і тиск) при заданому температурному режимі. У загальному випадку, тестування системи має на меті вимірювання параметрів потоку повітря при різних параметрах швидкості на фоні зміни зовнішніх статичних тисків та побудова характеристик турбомашини та мережі (для різних типорозмірів турбомашин, що розглядаються). При цьому також здійснюється вимірювання споживання електричної енергії у кожній контрольованій «точці», що забезпечує можливість здійснення ефективності роботи тягодуттьових пристроїв у межах зони їх промислового використання [15].

Однак, у деяких випадках може виявитися, що проведені дослідження (у відповідності з розробленим стандартом) виявляються відмінними від даних заводу-виробника. У залежності від типу застосованого приводу та способу регулювання частоти обертання можемо отримати певні невідповідності – наприклад, маємо до 40% підвищене споживання при низьких значеннях статичних тисків. А, як було зазначено вище, елементи

управління системою працюють у такий спосіб, щоб підтримати задану продуктивність шляхом регулювання частоти обертання турбомашини у реакції на зміну статичного тиску.

Не останнім питанням при розгляді роботи турбоагрегатів з асинхронними двигунами є наявність, так званого, коефіцієнта потужності, який може знижуватися до значень 0,6 або і менше. Це не є досить суттєвою проблемою з точки зору споживання активної енергії, але вона впливає на габаритні розміри обладнання, необхідність впровадження додаткових компенсуючих конденсаторних пристроїв, появою множинних гармонійних коливань та інше [16].

На основі даних проведених досліджень, зміна зовнішнього статичного тиску суттєво впливає на відносну ефективність роботи системи з турбоагрегатами.

Номінальна електрична ефективність застосування систем керування з використанням силових перетворювачів значно вища, ніж для нерегульованих приводів. Ця підвищена ефективність має численні переваги, які сприяють підвищенню параметрів енергозбереження та дозволяють збільшити міжремонтні цикли роботи агрегатів. Асинхронні ж двигуни, без застосування систем управління, мають досить обмежені можливості для роботи зі змінною частотою – як правило, вони мають змогу працювати лише на чотирьох (або менше) різних частотах обертання у незначному діапазоні регулювання по статичному тиску, що призводить не до досить суттєвого споживання енергії [16].

Теплопродукуючі системи зі змінною потужністю зазвичай працюють на потужностях, менших за номінальні значення протягом тривалого періоду. Це тим більше вимагає застосування різноманітних способів регулювання приводів, тим самим зменшуючи втрати. Зменшення продуктивності призводить до збільшення тривалості роботи турбоагрегату для забезпечення більш рівномірних потоків у робочому колесі [16].

Таким чином, електроприводи зі змінною частотою обертання забезпечують отримання значної економії енергії у випадку безперервної роботи тягодуттьових пристроїв у порівнянні з нерегульованими. Ця економія зумовлена ефективністю електромагнітних перетворень у двигунах при малих продуктивностях і виключають появу циркуляційних потоків. Застосування керованих електроприводів порівняно зі звичайними електроприводами з асинхронними двигунами забезпечує підвищення ефективності роботи системи – максимально-можливе значення коефіцієнту корисної дії та зменшене споживання електричної енергії.

2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ДУТТЬОВОГО ТРАКТУ КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Розрахунок параметрів горіння у топці котла

У якості дослідного обираємо котел ДКВР-4-13ГМ, технічні характеристики якого наведено у табл. 2.1, а параметри палива – у табл. 2.2.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики котла ДКВР-4-13ГМ [17]

Параметр	Од. виміру	Значення параметра
Тип котла	–	вертикальний, водотрубний, двобарабанный
Паропродуктивність (D)	т/год.	4,0
	МВт	2,91
Абсолютний тиск пари на виході з котла (P_k)	МПа	1,3
	кгс/см ²	13
Температура живильної води ($t'_{ж.в.}$)	°С	100
Температура насиченої пари ($t'_{н.п.}$)	°С	194
Безперервна продувка (с)	%	3
Спосіб спалювання палива	–	факельний
Тип палива	–	газ природний мазут
ККД		
газ	%	90
мазут		89

Таблиця 2.2 – Параметри палива (природний газ) [18]

Назва складової або параметр	Позначення	Од.вим.	Значення
Метан	CH_4	%	93,2
Етан	C_2H_6	%	2,2
Пропан	C_3H_8	%	0,3
Бутан	C_4H_{10}	%	0,3
Пентан	C_5H_{12}	%	0,2
Азот	N_2	%	2,4
Вуглекислота	CO_2	%	0,1
Нижча теплота згоряння сухого газу	$Q_n^c = Q_n^p$	ккал/м ³ кДж/м ³	8200 34325
Щільність газу при нормальних умовах	c_e^c	кг/м ³	0,75
Вологовміст на 1м ³ сухого газу при t = 10°C	d_r	г/м ³	9

Значення коефіцієнта надлишку повітря у топці приймаємо дорівнюючим $\sigma_m = 1,1$, тоді решту коефіцієнтів визначимо за формулами [19]:

$$\sigma_k = \sigma_m + 0,1 = 1,1 + 0,1 = 1,2, \quad (2.1)$$

$$\sigma_e' = \sigma_k + 0,1 = 1,2 + 0,1 = 1,3 \quad (2.2)$$

$$\sigma_e'' = \sigma_e' + 0,1 = 1,3 + 0,1 = 1,4 \quad (2.3)$$

Теоретичну кількість повітря, необхідну для горіння, розрахуємо за формулою, м³ [19]:

$$V_o = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) \cdot C_m H_n - O_2] \quad (2.4)$$

Теоретичний об'єм триатомним газів розрахуємо за формулою, м³ [19]:

$$V_{RO_2}^0 = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n) \quad (2.5)$$

Теоретичний об'єм двоатомних газів розрахуємо за формулою, м³ [19]:

$$V_{R_2}^o = 0,79V^o + \frac{N_2}{100} \quad (2.6)$$

Теоретичний об'єм водяної пари розрахуємо за формулою, м³ [19]:

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \left[\sum (0,5n C_m H_n) + H_2S + H_2 + 0,124d_r \right] + 0,016V_e^o \quad (2.7)$$

Об'єм надлишкового повітря для різних пунктів котельного агрегату розрахуємо за формулою, м³/м³ [19]:

$$\Delta V = (\beta - 1)V_o, \quad (2.8)$$

Результати розрахунків за формулами (2.4) – (2.8) зводимо до табл. 2.3.

Для підрахунку величин тепломісткості димових газів і повітря в окремих газоходах котельного агрегату і для будови І-9-діаграми задаємося температурами димових газів і повітря – табл. 2.4.

Температуру повітря в котельні приймаємо $t_b = 30^\circ\text{C}$.

Величину тепломісткості розраховуємо за формулою, ккал/кг [19]:

$$I = (\sum Vc) \cdot g_{yx} = (V_{RO_2} \cdot C_{RO_2} + V_{RO_2}^{\min} \cdot C_{R_2} + V_{H_2O}^{\min} \cdot C_{H_2O} + \Delta V \cdot C_{B.B}) \cdot g \quad (2.9)$$

Результати розрахунків за формулами (2.5) – (2.9) зводимо до табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок продуктів горіння

Найменування величин, м ³ /м ³	Коефіцієнт надлишку повітря			
	$\sigma_m=1,1$	$\sigma_k=1,2$	$\sigma_e'=1,3$	$\sigma_e''=1,4$
Теоретичний об'єм повітря, необхідний для згоряння	9,5	9,5	9,5	9,5
Величина ($\sigma - 1$)	0,1	0,2	0,3	0,4
Об'єм надлишкового повітря	0,93	1,87	2,77	3,77
Надлишковий об'єм водяної пари	0,015	0,03	0,044	0,06
Теоретичний об'єм триатомних газів	1,02	1,02	1,02	1,02
Теоретичний об'єм двоатомних газів	7,65	7,65	7,65	7,65
Дійсний об'єм сухих газів	9,3	10,2	11,1	12,1
Теоретичний об'єм водяної пари	2,15	2,15	2,15	2,15
Дійсний об'єм водяної пари	2,165	2,18	2,19	2,21
Загальний об'єм димових газів	11,74	12,66	13,57	14,59
Об'ємна частка триатомних газів	0,089	0,083	0,078	0,072
Об'ємна частка водяної пари	0,185	0,173	0,161	0,152
Загальна об'ємна частка триатомних газів	0,37	0,35	0,33	0,32

Таблиця 2.4 – Температура димових газів і повітря

Коефіцієнт надлишку повітря	Температура, °C	
	димових газів	повітря
$\sigma_m = 1,1$	$\vartheta = 1800\text{ }^{\circ}\text{C}$	800°C
$\sigma_k = 1,2$	$\vartheta = 900\text{ }^{\circ}\text{C}$	450°C
$\sigma_e' = 1,3$	$\vartheta = 500\text{ }^{\circ}\text{C}$	250°C
$\sigma_e'' = 1,4$	$\vartheta = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$	100°C

Таблиця 2.5 – Ентальпія продуктів згорання у залежності від значень температур і коефіцієнтів надлишку повітря [19]

Температура газів, ϑ °C	Триатомні гази			Двоатомні гази			Водяна пара			Надлишкове повітря			ΣVc	Ентальпія продуктів згорання $(\Sigma Vc) \cdot \vartheta$
	V_{RO_2}	c_{RO_2}	$V_{RO_2} c_{RO_2}$	$V_{R_2}^{\min}$	c_{R_2}	$V_{R_2}^{\min} c_{R_2}$	$V_{H_2O}^{\min}$	c_{H_2O}	$V_{H_2O}^{\min} c_{H_2O}$	ΔV	$c_{в.в.}$	$\Delta V c_{в.в.}$		
При $\sigma_T=1,1$														
1800	1,02	0,579	0,598	7,59	0,3575	2,71	2,13	0,4654	1,009	0,97	0,3626	0,35	4,655	9328
800	1,02	0,523	0,535	7,59	0,3327	2,52	2,13	0,4015	0,871	0,97	0,3368	0,323	4,239	3822
При $\sigma_K=1,2$														
900	1,02	0,5174	0,543	7,59	0,3327	2,54	2,13	0,4015	0,885	1,91	0,3368	0,651	4,607	4622
450	1,02	0,523	0,49	7,59	0,3203	2,42	2,13	0,3761	0,816	1,91	0,3233	0,617	4,333	2173
При $\sigma_e^I=1,3$														
500	1,02	0,4739	0,503	7,59	0,3203	2,45	2,13	0,3761	0,829	2,81	0,3233	0,923	4,693	2829
250	1,02	0,523	0,441	7,59	0,3152	2,37	2,13	0,3649	0,782	2,81	0,3171	0,887	4,47	899
При $\sigma_e^{II}=1,4$														
250	1,02	0,444	0,46	7,59	0,3152	2,39	2,13	0,3649	0,792	3,81	0,3171	1,217	4,847	1467
100	1,02	0,523	0,421	7,59	0,3126	2,36	2,13	0,3561	0,773	3,81	0,3128	1,198	4,742	479

За даними табл. 2.5 будуємо I- ϑ діаграми – рис. 2.1.

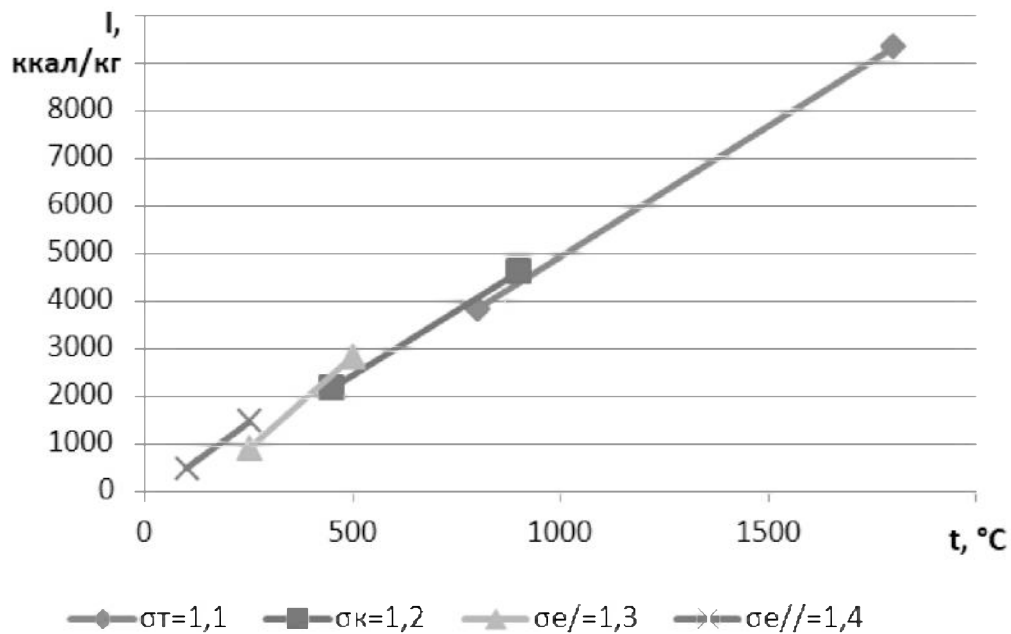


Рисунок 2.1 – Температура димових газів і повітря

Для умов роботи котла (тиск пари у барабані $P = 1,3$ МПа, температура живильної води $t_{п.в.} = 100$ °С, продувка $P_{пр} = 3\%$) визначимо повне теплосприйняття води і пари у котлоагрегаті, віднесене до 1 кг насиченої пари [19]:

$$\Delta h = (h_n - h'_{н.в.}) + \frac{P_{пр}}{100} (h_{к.в.} - h'_{н.в.}) = (675,3 - 100) + \frac{3}{100} (197,2 - 100) = 601,21 \text{ ккал / кг} = 2441,74 \text{ кДж / кг} \quad (2.10)$$

де h_n – ентальпія насиченої пари, ккал/кг [95],

$h_{к.в.}$ – ентальпія котлової води, ккал/кг [95],

$h'_{н.в.}$ – ентальпія живильної води, ккал/кг [95].

Приймаємо температуру вихідних газів дорівнюючою $\vartheta_{вих} = 150^\circ\text{C}$, тоді за [25] отримаємо: $(\Sigma Vc)\vartheta_{вих} = 720 \text{ ккал / кг} = 3016,1 \text{ кДж / кг}$, при $\sigma_e'' = 1,4$.

Енергію вхідного повітря розраховуємо за формулою [19]:

$$Q_v = \sigma_e'' V_{\vartheta} c_{\vartheta} t_{\vartheta} = 1,4 \cdot 9,5 \cdot 0,32 \cdot 30 = 126,32 \text{ ккал / кг} = 524,23 \text{ кДж / кг} \quad (2.11)$$

Втрати теплоти з вихідними газами визначається за формулою [19]:

$$q_2 = \frac{(\sum Vc)t_{yx} - Q_6}{Q_n^p} \cdot 100\% = \frac{720 - 126,32}{8200} \cdot 100\% = 7,24\% \quad (2.12)$$

Втрати тепла згідно [19] приймаємо на рівні:

- від хімічного недопалу: $q_3 = 1,5\%$,
- від хімічного і механічного недопалу: $q_4 = 0$,
- у навколишнє середовище: $q_5 = 1,5\%$.

Коефіцієнт збереження тепла [19]:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{1,5}{100} = 0,985. \quad (2.13)$$

ККД котельної установки [19]:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (7,24 + 1,5 + 0 + 1,5 + 0) = 89,76\% \quad (2.14)$$

Розрахункова годинна витрата палива [19]:

$$B_p = \frac{D \cdot \Delta h}{Q_n^p \cdot \eta} \cdot 100 = \frac{4,0 \cdot 10^3 \cdot 601,2}{8200 \cdot 89,76} \cdot 100 = 327 \text{ мм}^3 / \text{год} \quad (2.15)$$

Площа огорожувальних поверхонь топки: $H_{ст} = 42,3 \text{ м}^2$.

Загальна променесприймаюча поверхня нагріву топки $H_{л} = 20 \text{ м}^2$.

Корисне тепловиділення у топці [19]:

$$Q_m = Q_n^p \frac{100 - q_3 - q_5}{100} + Q_B = 8200 \cdot \frac{100 - 1,5 - 1,5}{100} + 524,23 = 378,23 \text{ ккал} / \text{кг} = 1581 \text{ кДж} / \text{кг} \quad (2.16)$$

З І– ϑ -діаграми для значення коефіцієнта надлишку повітря $\sigma_T = 1,1$ знаходимо температуру горіння: $\vartheta_{\text{гг}} = 1801^\circ\text{C}$.

Для визначення температури на виході з топки складемо табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – До розрахунку температури газів на виході з топки

Величина, од.вим.	Розрахункові дані, розрахункові формули	Результати розрахунку
1	2	3
Об'єм топкового простору V_T , м^3	[19]	10,2
Загальна площа огорожувальних поверхонь $H_{\text{ст}}, \text{м}^2$	[19]	42,9
Ефективна товщина випромінюючого шару $S, \text{м}$	$S = 3,6 \cdot \frac{V_T}{H_{\text{ст}}}$	0,86
Лучесприймаюча поверхня нагріву, $H_{\text{л}}, \text{м}^2$	[19]	20
Ступінь екранування топки, Π	$\Pi = H_{\text{л}}/H_{\text{ст}}$	0,466
Положення максимуму температур, X	$X = h_1/h_2$	0,5
Значення коефіцієнта m	[19]	0
Сумарна поглинальна здатність триатомних газів, $m \cdot \alpha_{\text{га}}$	$p_n \cdot S$	0,255
Температура газів на виході з топки, $\vartheta_T'', ^\circ\text{C}$	[19]	1200
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, K_{Γ}	[19]	0,935
Коефіцієнт ослаблення променів топковим середовищем, K	$K = K_{\Gamma} K_{\Pi}$	0,257

продовження табл. 2.6

1	2	3
Сила поглинання запиленним потоком газів, $\kappa_p \cdot S$	$K_p = K_{r_{\Pi}} \cdot s$	0,231
Ступінь чорноти частини полум'я, що не світяться, a_{nc}	$a_{nc} = 1 - e^{-kps}$	0,187
Ступінь чорноти факела, a_{ϕ}	$a_{\phi} = a_{nc}(1 - m)$	0,187
Умовний коефіцієнт забруднення лучесприймаючої поверхні нагріву, ξ	[19]	0,8
Добуток	$\text{ш } \xi$	0,368
Тепловиділення у топці 1 м^2 поверхонь, що їх огороджують, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{год.}$	$\frac{B_p \cdot Q_T}{H_{cm}}$	2883 (12051 кДж/кг)
Постійні величини розрахункового коефіцієнта М	А	0,55
	Б	0,35
Розрахунковий коефіцієнт М	$M = A - BX$	0,43
Температура димових газів на виході з топки ϑ_T'' , °С	[19]	850
Ентальпія димових газів на виході з топки I_T'' , ккал/нм^3	[19]	3902 (16310 кДж/кг)
Тепло, що передано випромінюванням в топці Q_{λ} , ккал/нм^3	$Q_{\lambda} = \phi(Q_T - I_m'')$	4211 (17602 кДж/кг)
Теплова напруга топкового об'єму Q/V_T , $\text{ккал/м}^3 \cdot \text{год.}$	$\frac{Q}{V_T} = \frac{B_p \cdot Q_n^c}{V_T}$	262882 (1098848 кДж/кг)

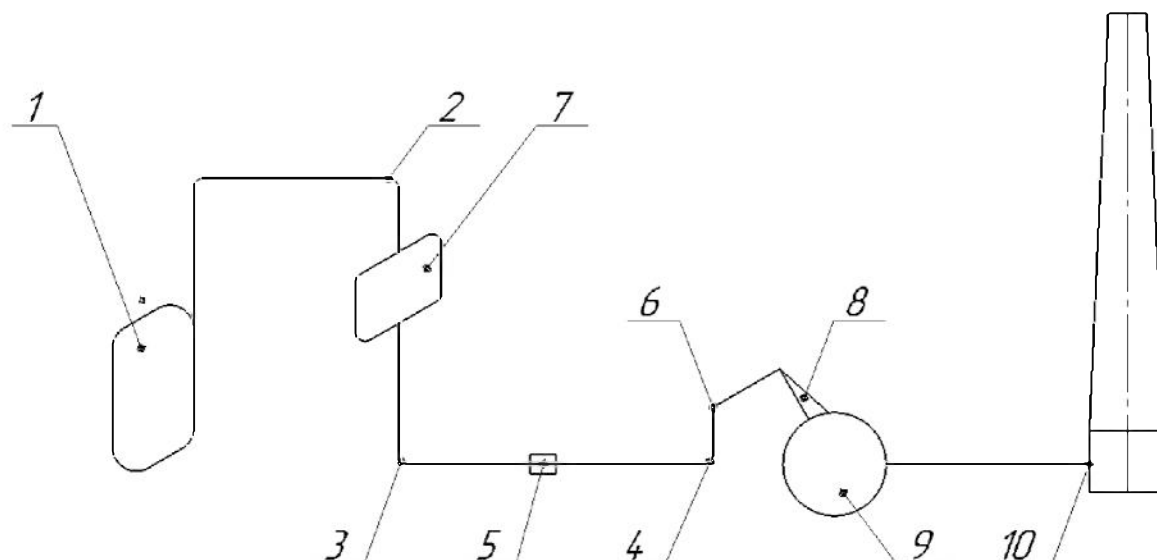
Для визначення основних конструктивних розмірів і теплових характеристик газоходів складемо табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Для визначення основних конструктивних розмірів і теплових характеристик газоходів

Величина	Позн.	Од. вим.	Джерело	Газоходи	
				1-й пучок	2-й пучок
Висота газоходу:					
мінімальна	$a^{\min}$	мм	[20]	1850	1850
максимальна	$a^{\max}$	мм		2850	2850
ефективна	a^e	мм		2250	2250
Ширина газоходу	B	мм	[20]	800	450
Число труб уперек газоходу	Z_1	–	[20]	8	6
Діаметр труб	d	мм	[20]	58	58
Площа перерізу газоходу	F_I	м ²	[20]	0,91	0,40
Ефективна товщина випромінюючого шару	S	м ²	[20]	0,201	0,201
Кроки труб:					
поздовжній	S_1	мм	[20]	110	110
поперечний	S_2	мм		120	120
Площа поверхні нагріву газоходу	H_r	м ²	[20]	39,5	28,6

2.2 Аеродинамічний розрахунок газового тракту

Схематичне зображення газоходу котла для здійснення аеродинамічного розрахунку наведено на рис. 2.1.



1 – котел, 2-4 – повороти газоходу на 90°, 5 – звуження перетину, 6 – поворот газоходу на 120°, 7 – економайзер, 8 – конфузор, 9 – димосос, 10 – вхід у димову трубу

Рисунок 2.1 – Схематичне зображення газоходу котла

Аеродинамічний розрахунок газоходу здійснюємо у вигляді табл. 2.8.

Таблиця 2.8 – Аеродинамічний розрахунок газоходу

Величина	Позн.	Од. вим.	Розрахункові дані, розрахункові формули		Результат
			Джерело	Числові значення	
1	2	3	4	5	6
Перша частина газоходу					
Відносний поздовжній крок труб	$\frac{S_1}{d}$	–	[20]	$\frac{110}{58}$	1,90
Відносний поперечний крок труб	$\frac{S_2}{d}$	–	[20]	$\frac{120}{58}$	2,07
Середня швидкість газів у газоході	$\omega_{\text{сер}}$	м/с	[20]	–	5,1
Середня температура газів	$t_{\text{сер}}$	°C	[20]	–	750

продовження табл. 2.8

1	2	3	4	5	6
Число рядів труб в глибину пучка по ходу газів	z_1	-	[20]	-	22
Значення коефіцієнта опору: - одного ряду коридорного пучка - всього пучка	ξ_o ξ_k	— —	$\xi_o = C_s \xi_{гр}$ $\xi_k = \xi_o z_1$	$0,66 \cdot 0,58$ $0,38 \cdot 22$	$0,38$ $8,36$
Щільність газів при середній температурі	$\rho_{сер}$	кг/м ³	$\rho_z^o \cdot \frac{273}{273 + t_{сер}}$	$1,33 \cdot \frac{273}{273 + 750}$	0,355
Динамічний тиск при середній швидкості і середній щільності	Δh_1^1	мм. вод. ст.	$\frac{\omega_{cp}^2 \cdot \rho_{сер}}{2g}$	$\frac{5,1^2 \cdot 0,355}{2 \cdot 9,81}$	0,471
Опір пучка труб першого газоходу	Δh_1^2	мм. вод. ст.	$\xi_k \cdot \frac{\omega_{cp}^2 \cdot \rho_{сер}}{2g}$	$8,36 \cdot 0,471$	3,93
Друга частина газоходу					
Відносний поздовжній крок труб	$\frac{S_1}{d}$		[20]	$\frac{110}{58}$	1,90
Відносний поперечний крок труб	$\frac{S_2}{d}$		[20]	$\frac{120}{58}$	2,07
Середня швидкість газів у газоході	$\omega_{сер}$	м/с	[20]	—	7,1
Середня температура газів	$t_{сер}$	°C	[20]	—	449
Число рядів труб в глибину пучка по ходу газів	z_1	—	—	—	22

продовження табл. 2.8

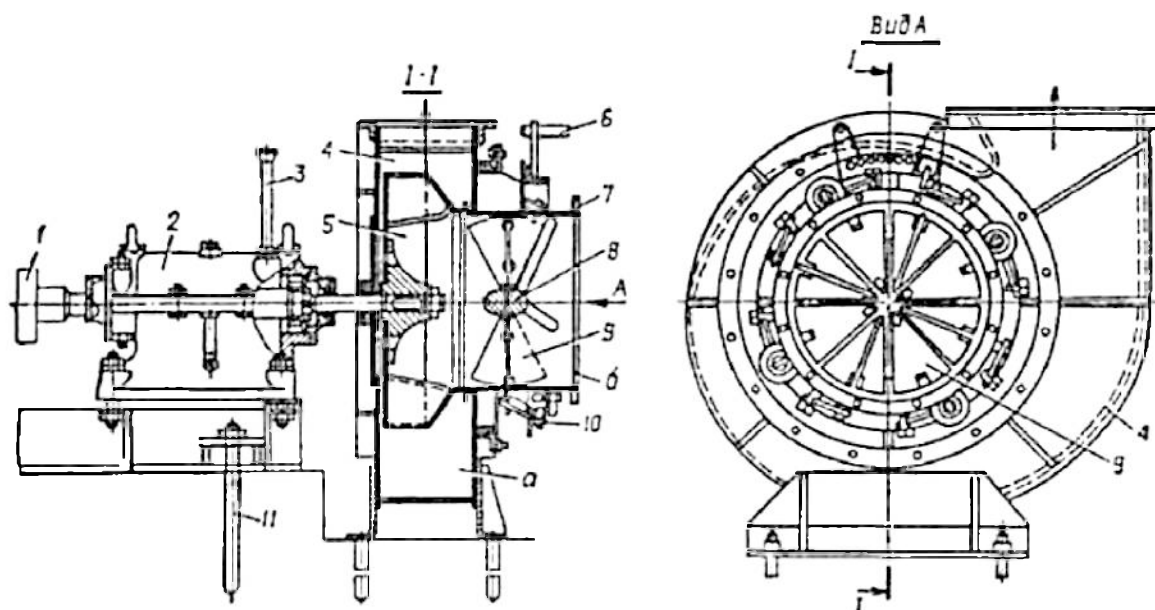
1	2	3	4	5	6
Значення коефіцієнта опору: - одного ряду коридорного пучка - всього пучка	ξ_o ξ_k	- -	$\xi_o = C_s \xi_{rp}$ $\xi_k = \xi_o z_1$	$0,66 \cdot 0,58$ $0,38 \cdot 22$	$0,38$ $8,36$
Щільність газів при середній температурі	$\rho_{сер}$	кг/м ³	$\rho_z^o \cdot \frac{273}{273 + t_{сер}}$	$1,33 \cdot \frac{273}{273 + 449}$	$0,503$
Динамічний тиск при середній швидкості і середній щільності	Δh_2^1	мм вод. ст.	$\frac{\omega_{сер}^2 \cdot \rho_{сер}}{2g}$	$\frac{7,1^2 \cdot 0,503}{2 \cdot 9,81}$	$1,29$
Опір пучка труб першого газоходу	Δh_2^2	мм вод. ст.	$\xi_k \cdot \frac{\omega_{сер}^2 \cdot \rho_{сер}}{2g}$	$8,36 \cdot 1,29$	$10,80$
Загальний опір					
Сумарний опір першої частини газоходу	Δh_1	мм вод. ст.	$\Delta h_1^1 + \Delta h_1^2$	$3,93 + 0,471$	$4,401$
Сумарний опір другої частини газоходу	Δh_2	мм вод. ст.	$\Delta h_2^1 + \Delta h_2^2$	$10,80 + 1,29$	$12,09$
Загальний опір	Δh_r	мм вод. ст.	$\kappa \cdot (\Delta h_1 + \Delta h_2)$	$1,15 \times (4,401 + 12,09)$	$18,96$

Таблиця 2.9 – Розрахунок газового тракту

Величина	Позн.	Од. вим.	Розрахункові дані, розрахункові формули		Результат
			Джерело	Числові значення	
Присос повітря на ділянці газоходу між котельним агрегатом і димососом	$\Delta \alpha_o$	–	[20]	–	0,06
Температура димових газів перед димососом	$t_{\partial z.o.}$	°C	$\frac{\alpha_{вих} t_{вих} + \alpha_{\partial} t_{хп}}{\alpha_{вих} + \alpha_{\partial}}$	$\frac{1,5 \cdot 150 + 0,06 \cdot 25}{1,4 + 0,06}$	155,0
Щільність димових газів, приведена до нормальних умов	ρ_z^o	кг/м ³	$\frac{\rho_{N_2} V_{N_2} + \rho_{RO_2}^o V_{RO_2}}{V_{\Gamma}} + \frac{\rho_{N_2}^o V_{N_2}^o + (\alpha - 1) \rho_{\partial}^o V_{\partial}^o}{V_z}$	$\frac{1,321 \cdot 6,54 + 1,95 \cdot 1,02}{14,59} + \frac{0,815 \cdot 2,21 + (1,4 - 1) \cdot 1,31 \cdot 9,5}{14,59}$	1,193

Таблиця 2.10 – Технічні характеристики димососа [21]

Величина	Од. вим.	Значення
Швидкість обертання	об/хв.	1480
Продуктивність (номінальна)	м ³ /год.	14650
Повний тиск (номінальний)	кг/м ³	178
Коефіцієнт корисної дії	–	0,83
Коефіцієнт запасу по потужності	–	1,10
Потужність електродвигуна	кВт	9,35



1 – з'єднувальна муфта, 2 – ходова частина, 3 – термометр, 4 – кожух-равлик, 5 – робоче колесо, 6 – важіль повороту лопаток, 7 – коробка поворотної лопаті; 8 – розсікач, 9 – поворотні лопаті, 10 – поворотне кільце, 11 – фундаментні болти

Рисунок 2.2 – Відцентровий димосос типу Д одностороннього всмоктування: а – димосос, б – направляючий апарат [22]

З ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЯГОДУТТЬОВИХ ПРИСТРОЇВ

3.1 Кінематика потоку у відцентрових турбомашинах

Тягодуттєві пристрої відіграють важливу роль у системі з теплогенеруючою установкою, що викликає необхідність визначення параметрів, що мають суттєвий вплив на продуктивність роботи турбомашин. Серед таких параметрів можна виділити: діаметр робочого колеса, кількість і кут установки лопатей та частоту обертання [23].

Відцентрові тягодуттєві машини складаються з трьох важливих частин: робочого колеса, обсадного кожуха та впускного колектора. При обертанні робочого колеса створюється зона низького тиску на вході, що призводить до руху повітря – спочатку радіально, потім по колу і виходить по дотичній [7].

Турбомашини, функціонування яких залежить від зміни об'єму певної кількості рідини в машині вважають машини з позитивним переміщенням рідини у замкнутій системі. Елемент машини, що обертається і складається з ряду спрофільованих лопаток має назву ротора або робочого колеса. У межах робочого колеса відбувається зміна крутного моменту рідини з живленням від елемента, що обертається.

Механічна енергія, що повідомляється рідині, в основному має форму енергії тиску (потенційну). У тягодуттєвих машинах також продукується кінетична енергія, що викликає рух потоку, шляхом перетворення механічної енергії ротора [24].

У відцентрових машинах відбувається відносний рух потоку між лопатями робочого колеса та частиною рідини. Потік у даному випадку має складову швидкості і імпульсу, що мають напрямок по дотичній до радіусу лопаті. При протіканні потоку через робоче колесо тангенціальна складова швидкості, а отже і імпульс змінюються по модулю та за

напрямок. Зміна тангенціального імпульсу відповідає зміні значення та напрямку тангенціальної сили у робочому колесі [25].

Зміна енергії у відцентрових машинах описується рівнянням динаміки рідини на основі законів руху, який можна застосувати до елементарного об'єму потоку. Для аналізу передачі енергії потоку необхідно зробити ряд припущень [26]:

- потік є безперервним (застосовується закон збереження маси речовини),
- передача енергії відбувається з постійною інтенсивністю,
- у будь-якому перерізі швидкість має рівномірний розподіл.

Ці припущення означають, що вектор швидкості у будь-якій точці є загальним (узагальненим) для всього потоку у визначеному об'ємі, втрати та витоки відсутні.

Швидкість у будь-якій точці потоку може бути розподілена на три взаємно перпендикулярні складові рис. 3.1 [27].

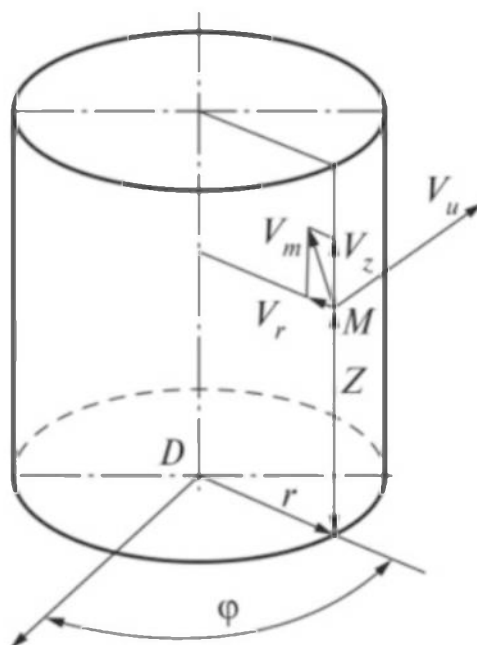
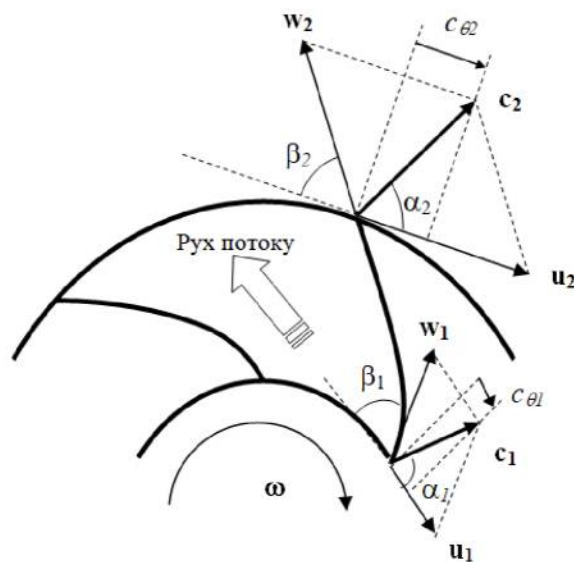


Рисунок 3.1 – Просторові складові швидкостей у відцентровій турбомашині

Осьова складова швидкості спрямована паралельно осі обертання, радіальна складова направлена радіально через вісь до обертання, а тангенціальна складова спрямована під прямим кутом до радіального напрямку і вздовж дотичної до робочого колеса у точці, що розглядається. Зміна величини складових осьової швидкості викликає зміну осьового моменту, яка у свою чергу, породжує осьову силу, що сприймається відповідними механічними пристроями. Зміна величини радіальної швидкості викликає зміну імпульсу у визначеному напрямку [27].



u – окружна швидкість робочого колеса ($u = r\omega$), м/с, w – дотична швидкості до поверхні лопаті, м/с, c – абсолютна швидкість ($\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$), м/с, c_r – радіальна складова абсолютної швидкості, м/с, c_θ – окружна складова абсолютної швидкості, м/с, β – кут лопаті, град., ω – колова швидкість, рад/с

Рисунок 3.2 – Відцентрова турбомашина

У разі нерівномірності розподілу потоку по периферії робочого колеса зміна імпульсу в радіальному напрямку може призвести до виникнення максимального значення радіальної сили. Тангенціальна складова визначається значенням кутової швидкості обертання робочого колеса [27].

Згідно теореми про зміну моменту імпульсу можна записати [25]:

$$M = m(R_2 c_{\theta 2} - R_1 c_{\theta 1}) \quad (3.1)$$

де m – масова витрата потоку рідини через ротор, кг,

де R_2 – зовнішній радіус робочого колеса, м

R_1 – внутрішній радіус робочого колеса, м,

Енергія, що передається рідині, можна визначити за залежністю [25]:

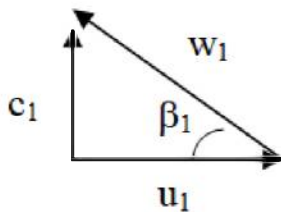
$$E = T\omega = m(\omega R_2 c_{\theta 2} - \omega R_1 c_{\theta 1}) = m(R_2 u_2 - R_1 u_1) \quad (3.2)$$

Рівняння (3.2) можна записати відносно напору потоку:

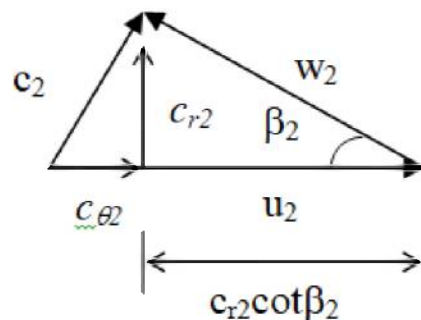
$$H = \frac{c_{\theta 2} u_2 - c_{\theta 1} u_1}{g} \quad (3.3)$$

Кінематичні параметри турбомашини характеризуються графічно трикутниками швидкостей на вході та виході з лопаті робочого колеса – рис. 3.2 [25].

а)



б)



а) – трикутник швидкостей на вході у робоче колесо, б) – трикутник швидкостей на виході з робочого колеса

Рисунок 3.2 – Трикутники швидкостей у робочому колесі турбомашини

Кути β_1 і β_2 характеризують плавність входу та виходу потоку в та з лопаті робочого колеса і вибираються за умови безударного входження та сходження рідини з метою уникнення непродуктивних втрат.

Застосовуючи до векторів рис. 3.2 геометричне сумування, можна записати:

$$c_{r1}^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_{w1} \quad (3.4)$$

Після перетворень отримаємо:

$$u_1c_{w1} = \frac{c_1^2 + u_1^2 - c_{r1}^2}{2} \quad (3.5)$$

По аналогії до (3.5) для трикутника швидкостей на виході з робочого колеса:

$$c_{r2}^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_{w2} \quad (3.6)$$

$$u_2c_{w2} = \frac{c_2^2 + u_2^2 - c_{r2}^2}{2}$$

Роз'язуючи спільно рівняння (3.4) – (3.6) можна отримати значення напору, що створюється турбомашиною:

$$H = \frac{1}{2g} \left[(c_1^2 - c_2^2) + (u_1^2 - u_2^2) + (c_{r2}^2 - c_{r1}^2) \right] \quad (3.7)$$

Отримане рівняння (3.7), яке називають «рівнянням Ейлера», поєднує три різні компоненти енергії:

- зміну кінетичної енергії (динамічний напір),
- зміна енергії потоку за рахунок переносного руху,

– зміна енергії потоку за рахунок відносного руху.

З іншого боку, рівняння (3.7) демонструє та описує рух потоку через робоче колесо, що рівномірно обертається з кутовою швидкістю ω . Відцентрова сила, що діє на матеріальну точку масою dm на радіусі r викликає зміну значення тиску на величину dp . Пройшовши відстань dr вздовж руху потоку матеріальна точка викликає рушійну силу $F=dp \cdot dA$. Сила F є відцентровою силою, що відповідає за обертальний рух потоку в умовах рівноваги в радіальному напрямку [25]:

$$F = dp \cdot dA = \omega^2 \cdot r \cdot dm \quad (3.8)$$

Беручу до уваги, що будь-який потік характеризується значенням щільності ρ , можна записати:

$$\frac{dp}{\rho} = \omega^2 \cdot r \cdot dr \quad (3.9)$$

Для потоку, що циркулює у робочому колесі за умов відсутності тертя між двома перерізами, загальне значення виконаної роботи на одиницю маси рідини (тобто роботу потоку) можна записати як [25]:

$$A = \int \frac{dp}{\rho} = \int \omega^2 \cdot r \cdot dr = \frac{\omega^2 \cdot r_2^2 - \omega^2 \cdot r_1^2}{2} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (3.10)$$

Робота A , що виконується елементом потоку при його переміщенні від вхідного до вихідного радіуса, та дорівнює енергії, яку цей потік переносить. Дана енергія виникає внаслідок наявності відцентрового поля сил і відповідає за виникнення питомого напору, який характеризує значення потенційної енергії рідини.

З іншого боку, у відцентровому робочому колесі, що обертається, рівняння імпульсу для потоку рідини, що не стискається, можна записати наступним чином [25]:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \vec{c} \cdot \nabla \vec{c} + 2\vec{\omega} \times \vec{c} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \right] = -\nabla p \quad (3.10)$$

де $\vec{c}$ – вектор абсолютної швидкості рідини у вибраній координатній системі, що обертається з кутовою швидкістю $\vec{\omega}$.

Для пошуку оптимальних геометричних параметрів турбомашин, які є основою тягодуттьових пристроїв, до сьогоднішнього дня найбільш використовуваною була техніка проведення натурних експериментів на моделях та реальних зразках. У цих дослідках геометричні розміри окремих елементів можна змінюватися довільним чином для досягнення визначених параметрів.

Для більш ретельного проектування окремих геометричних елементів турбомашин, особливо призначених для переміщення повітряних потоків, що містять високий рівень твердих зважених часток, необхідно застосування геометричного моделювання за допомогою прикладних програм обчислювальної гідродинаміки.

Для поліпшення результатів моделювання необхідно задаватися значеннями статичних тисків на вході та виході з робочого колеса та бажаної ефективності роботи турбомашини. До складеної просторової моделі необхідно прикласти рухому систему відліку. Цій процедурі необхідно піддати не лише робоче колесо, а частину області простору навколо частин, що обертаються.

Результатами моделювання можуть бути швидкість потоку, загальна зміна тиску, споживана потужність (на валу) та значення коефіцієнту корисної дії.

Найбільшого впливу на процес протікання має значення вхідного радіусу – занадто мале або занадто велике значення радіусу набігання призводить до помітної втрати тиску.

Критичними параметрами відцентрового робочого колеса є ширина вихідного отвору та його діаметр, товщина лопаті, кут виходу струменя з лопаті робочого колеса та кількість лопатей робочого колеса [27].

У [28] було проаналізовано вплив відстані лопаті до верхньої частини кожуха, було доведено, що для відцентрових робочих коліс з лопатями, загнутими назад, це досить важлива величина.

Для транспортування запилених течій найбільш доцільними до застосування є радіальні лопаті, оскільки вони менш схильні до захаращення та до пилової ерозії. Тому дослідження форми профілю радіальної лопаті є обов'язковою умовою для знаходження оптимальної конструкції турбомашини та оптимального поєднання їх робочих параметрів [28].

Серед параметрів, що впливають на значення тиску, що розвивається, та спожиту потужність, є зовнішній діаметр робочого колеса, ширина лопаті, частота обертання робочого колеса, кут встановлення лопатей та кількість цих лопатей.

Геометрія лопаті визначається значенням діаметра робочого колеса та визначальних кутів на вході та виході лопаті. Профіль лопаті при теоретичних (комп'ютерних) дослідженнях можна змінювати у реальному часі, шляхом будови дотичної до кола радіуса дуги у визначеній точці лопаті.

Теоретичну залежність, яку можна взяти за основу для побудови профілю лопаті, можна описати рівнянням [29]:

$$R = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 \cdot (R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)} \quad (3.11)$$

де β_2 – кут сходження потоку з лопаті, град.

β_1 – кут набігання потоку на лопать (кут атаки), град,

Крутний момент на валу турбомашини [27]:

$$M_e = \rho Q (R_2 c_{\theta 2} - R_1 c_{\theta 1}) \quad (3.12)$$

ρ – щільність потоку, кг/м³,

Q – витрата через турбомашину, м³/с.

Гальмівна потужність на валу, Вт [27]:

$$P_z = \rho Q (u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1}) \quad (3.13)$$

Потужність потоку, Вт [27]:

$$P_n = \rho g Q H \quad (3.14)$$

де H – повний напір, що створюється турбомашиною, м [27]:

$$H = P_e - \Delta_{\text{втр.}} \quad (3.15)$$

де $\Delta_{\text{втр.}}$ – втрати напору, м

Ще одним поняттям, який якнайкраще характеризує роботу турбомашин, є поняття коефіцієнту корисної дії (ефективності), що характеризує ступінь передачі енергії. Визначається вона у загальному розумінні як відношення корисної потужності (енергії) до потужності (енергії), що подається зовні.

Для турбомашин, що «перекачують» потоки або суміші розрізняють три коефіцієнти корисної дії, кожен з яких відповідає за певний фізичний процес [25, 27]:

- гідравлічний коефіцієнт корисної дії, що характеризує ступінь гідравлічної «досконалості» машини,
- об'ємний коефіцієнт корисної дії, що характеризує наявність та «об'єми» непродуктивних витоків,
- механічний коефіцієнт корисної дії, що характеризує безпосередньо механічні втрати у машині.

3.2 Математичне моделювання течій у відцентрових турбомашинах

Останні роки у галузі проектування турбомашин позначилися суттєвим прогресом, а розширення доступних для конструювання методів та інструментів дослідження набув значного розширення. Серед цього розмаїття можливих методів необхідно вибрати найбільш підходящий інструмент, який може бути відмінним для кожного окремого об'єкта чи системи у залежності від бажаних результатів дослідження. Методологія проектування турбомашин залежить від їхнього застосування, масштабу та галузі застосування, тому єдиного підходу у виборі методу та інструментарію не існує.

Не дивлячись на це, можна застосувати загальний методологічний підхід щодо проектування турбомашин, який складається з наступних положень [30]:

- завдання загальних параметрів (технічних характеристик): швидкість руху потоку, підвищення (зниження) тиску, бажане значення ККД, бажані габаритні розміри, характеристики робочої рідини, загалом тип машини й інше,
- варіативний вибір форми та змісту окремих елементів: геометрія профілів, співвідношення їх геометричних розмірів, значення припустимих втрат на лопатях і у підвідних каналах, припустимі витoki й інше.

На початковому етапі розрахунку виконується загальний аналіз із використанням спрощених одновимірних моделей та використанням рівняння Ейлера для турбомашин у поєднанні із законами динамічної рівноваги. На цьому кроці використовуються численні кореляційні зв'язки, що визначають допустимі похибки та наявні втрати. Результатами початкового аналізу будуть загальні характеристики турбомашини у функції швидкості потоку у застосуванні до визначеної геометрії елементів турбомашини (зокрема, профілю лопатей), які у подальшому будуть використані для подальших розрахунків [30].

Основний та визначальний елемент будь-якої турбомашини – це лопаті, їх форма та кількість. Існує два принципових підходи до вибору форми профілю лопаті – пряма і зворотна [31].

При проектуванні за допомогою прямого методу лопаті профілюються з використанням методів геометрії, а потім, отримані граткові профілі аналізуються за допомогою аналітичного, чисельного або експериментального методу або їхньої комбінації для визначення найбільш ефективної з точки зору аеродинамічних, кінематичних та динамічних характеристик. Даний метод вимагає використання ітераційних циклів послідовного удосконалення визначених критеріїв для досягнення бажаної геометрії [32].

Зворотний метод дозволяє вказати розподіл швидкостей та/або тисків у проточних частинах, що проектуються, і за допомогою чисельних методів розрахунку визначити геометрію профілю, які забезпечують задані значення. Не дивлячись на можливу ідеальність цього методу для отримання бажаних характеристик, він має ряд недоліків, зокрема, не завжди можна побудувати профіль лопаті, що відповідає заданому розподілу параметрів або не завжди може бути реалізовано чи забезпечити стабільність роботи кінцевої конструкції [32].

Існують також спрощені методи будови, які дозволяють з певними припущеннями на помилку, отримати геометричні та просторові значення

для лопатей, які найкращим чином відповідають умовам протікання потоку на вході та виході з лопаті.

На другому етапі необхідно здійснити тривимірний аналіз потоку, який умовно розділюється на два зв'язані двовимірні потоки: від лопаті до лопаті та циркуляційний потік. До виділених потоків застосовують методи кореляції для врахування ефекту протікання вздовж прикордонних шарів, вплив вторинних потоків, наявність витоків та в'язкі втрати.

Даний тривимірний аналіз у теперішній час є найсучаснішим але водночас і найскладнішим, тому що вимагає застосування потужних обчислювальних ресурсів – матеріальних та інтелектуальних. Цей метод дозволяє отримати ефективну конструкцію з огляду на гідравлічні та/або аеродинамічні властивості. Застосування даного методу засновано на використанні сучасних програмних (комп'ютерних) кодів (програм), що розв'язують рівняння Нав'є-Стокса для відповідних досліджуваних областей потоку [32].

Отримані у такий спосіб результати дають кінцеве уявлення про вплив прикордонних шарів, вторинних потоків або потоків у радіальних зазорах на загальне протікання потоку. Програмне забезпечення може також враховувати крайові ефекти та контролювати характеристики роботи агрегату та вносити відповідні зміни в геометрію профілю лопатей.

На кожному етапі проектування геометричних параметрів деякі вихідні дані можуть змінюватися для досягнення поставлених цілей. Крім того, у будь-який момент часу можна повернутися до попередніх кроків проектування для коректування чи внесення необхідних змін.

Чисельне моделювання потоків, а іншими словами обчислювальна гідродинаміка поєднує у собі уніфікований підхід та поєднання двох напрямків – теоретичного аналізу та практичного проектування турбомашин – і являє собою інтегрований підхід до пошуку найкращого рішення [33].

Використанню цього методу посприяв розвиток загальної теорії турбомашин і складання аналітичних рівнянь, що описують роботу турбомашин, та додаткових рівнянь поведінки потоків, що характеризують особливі випадки. У основі даного методу і однією з основних умов адекватного моделювання є визначення граничних умов для обраної турбомашини і для даного потоку, що є однією з найскладніших задач.

Чисельне моделювання потоків у турбомашинах дають досить точне розв'язання рівнянь Ейлера та Нав'є-Стокса, що досить точно описують поведінку гідравлічних потоків. Розвиток комп'ютерної техніки та програмування дозволив розширити можливості цифрових технологій для моделювання турбулентних потоків, вибору довільної конфігурації граничних умов (обмежуючих факторів), задавати практично будь-які параметри розрахункових сіток та здійснювати глибоку обробку отриманих даних за допомогою прикладних комп'ютерних програм [33].

Чисельні методи розрахунку забезпечують ефективний метод аналізу роботи, проектування та оптимізації турбомашин з огляду на складність поведінки тривимірних потоків. Цифрове моделювання потоків, у багатьох випадках, дозволяє замінити реальні натурні випробування турбомашин та супутні їм виміри, що є досить складним, коштовним, а іноді і неможливим.

Технологія даного моделювання є досить простою але вимагає суворого дотримання алгоритму виконання [34]:

- визначення аналітичного рівняння, що описують протікання потоку,
- визначення відповідних граничних умов,
- нанесення розрахункової сітки відповідної щільності,
- здійснення моделювання програмними засобами,
- оцінка результатів моделювання (цифрова, аналітична, візуальна),
- калібрування та уточнення отриманих результатів.

Зазначений алгоритм можна досить широко використовувати на практиці для дослідження різноманітних потоків: нев'язких двовимірних

потоків, стійких тривимірних потоків, пограничні шари, стисливі та нестисливі потоки. Слабким місцем у застосуванні даного методу є недостатність потужностей для більш-менш точного прогнозування поведінки турбомашин на критичних режимах роботи. Це пояснюється тим, що рівняння Нав'є-Стокса можна застосовувати на ustalених режимах роботи: ustalеного ламінарного або турбулентного режиму, градієнтів тиску, відсутності ударних хвиль, сталості геометричних розмірів, втрат та інших параметрів.

4 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ТЯГОДУТТЬОВОГО ПРИСТРОЮ

4.1 Загальні принципи моделювання відцентрових турбомашин

Пошук резервів підвищення надійності роботи машин та технологічного обладнання сприяє підвищенню довговічності роботи як окремих вузлів машин так і агрегатів загалом, а пошук цей неможливий без широкого впровадження прогресивної методів дослідницької роботи. Здійснення якісного аналізу гідравлічних процесів вимагає створення моделей цих систем. Сучасний розвиток програмування дозволяє створювати ці моделі з використанням сучасних прикладних програмних комплексів, які, зокрема, дозволяють перевірку адекватності та оцінювати точність здійснених розрахунків.

Моделювання відцентрових турбомашин, які є основою тягодуттьових пристроїв, можна здійснювати за допомогою різноманітних програмних середовищ прикладного інженерного моделювання – Matlab, Ansys та інші [35].

Ці програмні продукти здебільшого базуються на відкритому програмному коді. Це дозволяє зосередитись на розробці різноманітних технічних пристроїв з високим ступенем точності та можливістю редагування створених моделей у реальному часі. Крім пріоритету по точності необхідним є широка автоматизація будов та можливостей масштабування за індивідуальними вимогами інженерних проектів. Відкритий код зазначених програм дозволяє здійснювати будь-які задачі з надзвичайною гнучкістю за допомогою доступного графічного інтерфейсу, а користувач може здійснювати будь-які налаштування для зручного моделювання та широкої обробки результатів доступними засобами та можливістю інтеграції створених моделей у інших програмних середовищах [35].

Існуючі програмні комплекси складаються з програмних модулів, які можна поєднувати та комбінувати відповідно до потреб проектування як окремі частини програмного забезпечення. Модульність прикладних програм та додаткова можливість символьного запису дозволяє користувачу за необхідності здійснювати їх комбінування – можна поєднувати геометричні форми з фізичними процесами і все це у динаміці протікання процесу.

Здійснення структурного аналізу моделей дозволяє отримати нескінченну кількість можливих комбінацій стану систем з вибором найоптимальнішої. Зручний та гнучкий інтерфейс програмного забезпечення дозволяє вирішувати як прості так і складні завдання прикладного характеру, зокрема для опису певного робочого процесу чи протікання потоку. Отримані результати можуть бути представлені у зручному форматі та вигляді і складні робочі процеси можуть бути представлені доступно для їх подальшої оптимізації.

Для створення нових моделей доцільним є використання вже створених моделей чи проектів, що значно скорочує час створення моделей. Це стосується використання програмного забезпечення і існуючих моделей для проектування турбомашин, що дозволяє отримати адекватні результати при застосуванні існуючих законів гідравліки та аеродинаміки для ідеальних потоків з перенесенням результатів на реальні об'єкти [36].

Уже розроблені підходи до проектування технічних процесів можуть бути повністю автоматизовані – задача користувача полягає у завданні початкових даних й відборі найкращих результатів наприкінці процесу моделювання.

Структурний аналіз розробленої моделі можна здійснювати «вручну» або в іншому програмному середовищі, а потім доопрацювати цю модель у першій програмі. Результати моделювання добре візуалізуються у тому ж програмному середовищі у відповідності до цілей дослідження.

Сучасні програмні комплекси постійно розвиваються, додаються нові інструменти, нові програмні модулі, зростає складність, багатофункціональність, додаються нові високотехнологічні методи. Усе зазначене формується на основі вимог користувачів, сучасних тенденцій у технологічних галузях, статистичних даних з реалістичних умов роботи машин і механізмів.

Моделювання може описувати як стаціонарні стани, так і перехідні процеси та дозволяє здійснювати порівняння результатів з високим ступенем ефективності. Для турбомашин можна побудувати течії, побачити зміну полів швидкості потоку, тиску, температур та інші параметри.

Для реалізації технологічних процесів необхідно створення просторової моделі за оригінальними розмірами технічного об'єкту, на яку наноситься «сітка» для подальшого моделювання процесів у програмному середовищі з використанням засобів обчислювальної гідродинаміки. Геометричну модель, яка потрібна для моделювання, можна побудувати у різні способи – вручну або у автоматизованому режимі за допомогою параметричних моделей або з використанням спеціального програмного забезпечення. Для отримання адекватних результатів моделювання засобами обчислювальної гідродинаміки краще розділити технологічний об'єкт на кілька окремих компонентів за функціональним призначенням. Більш того, різні частини об'єкта або є рухомими, або нерухомими, мають різну кількість і геометрію обмежуючих поверхонь. Різні об'єкти також вимагає різного ступеня «щільності» розрахункової сітки, мають різні граничні умови, а також припустиму ступінь точності для оцінки результатів моделювання [37].

Граничні умови встановлюють межі здійснення моделювання та встановлюють так звані «зони» очікування, а також враховують можливі помилки або низьку точність розрахунків на етапі попередньої обробки результатів, і які можна компенсувати пізніше.

Попередній аналіз моделі є надзвичайно важливим процесом, оскільки він встановлює допустимі межі та математичне очікування результату. Також, необхідно збалансувати всі складові з геометричної та кінематичної точки зору та поєднати відповідні компоненти.

Візуалізацію результатів можна вивести за допомогою графіків для миттєвого стеження за зміною тиску, швидкостей, ККД та іншими величинами.

Твердотільне моделювання дозволяє розглядати будь-яке середовище в середині моделі і відображати її рух вздовж геометричних поверхонь твердого тіла. Цю ж модель можна також використати для моделювання і отримання напружень у твердих тілах, що складають систему [38].

Попередньо також необхідно задати параметри зчеплення, щоб увесь процес моделювання можна було здійснити за допомогою стандартних меню, шляхом налаштування параметрів графічного інтерфейсу. Шляхом визначення осей обертання та параметризацію напрямків обчислення процес моделювання попередньо візуалізується у режимі відтворення певних позицій графічних об'єктів для перевірки правильності обрання вхідних даних. Після чого можна обрати, так званий, «фрейм» (кадр), який у повній мірі ілюструє визначений статичний стан або «step by step» (кілька послідовних кадрів), що показує динаміку процесу.

4.2 Моделювання процесу протікання потоку у робочому просторі тягодуттєвої машини

Корпус тягодуттєвого пристрою має спіральну форму і являє собою нерухому тверду суцільну поверхню (рис. 4.1). В середині цього корпусу обертається робоче колесо (рис. 4.2), що також являє собою тверду суцільну поверхню але яка обертається навколо визначеного центру мас.

Більш того, у робочому колесі можна виділити три основних компонента – корінний диск, покривний диск та лопаті, що їх поєднують. Якщо диски розглядаються як плоскі прості поверхні, що характеризуються лише шорсткістю та коефіцієнтом теплопровідності, то лопаті мають досить специфічну форму і є визначними для параметрів роботи турбомашини – зміна їх форми, геометричних розмірів та кількості досить суттєво впливають на зміну характеристик турбомашини. Досить важливим є параметри потоку на вході та бажані параметри на виході з турбомашини, напрямок руху потоку [39].

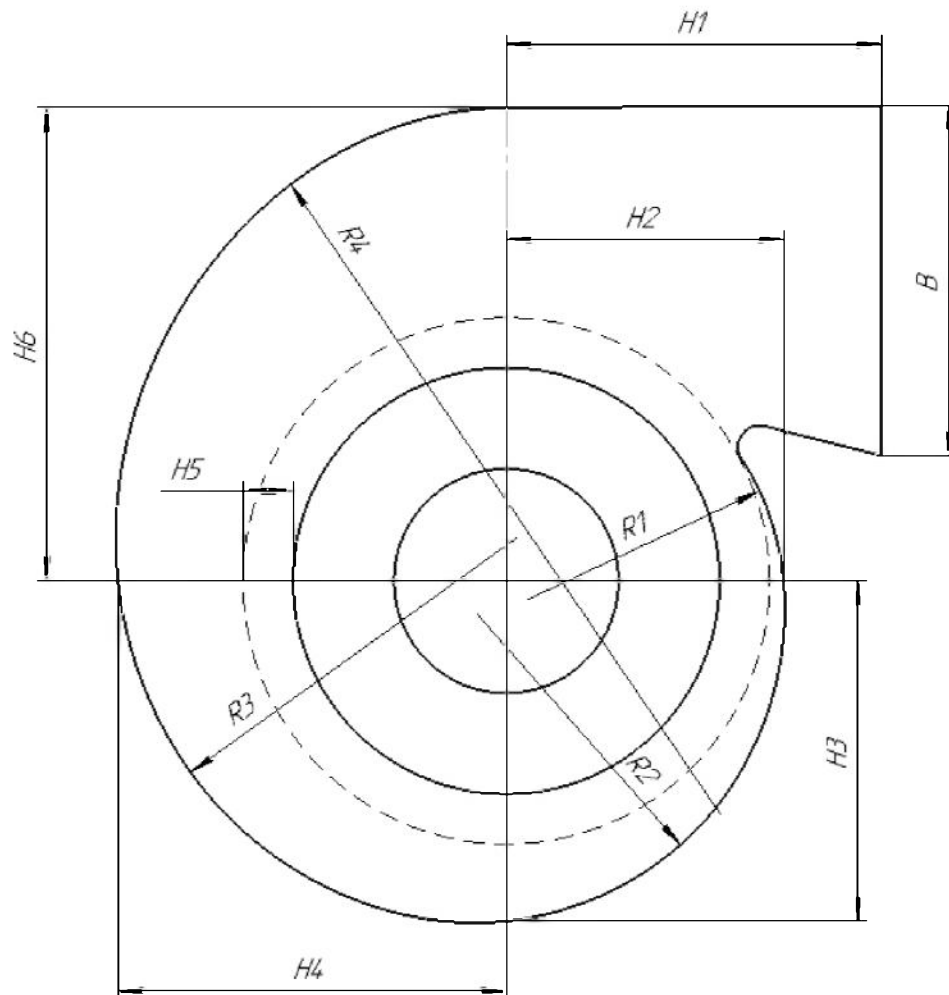


Рисунок 4.1 – Спіральний корпус відцентрової тягодутьової машини (показано взаємне розташування робочого колеса)

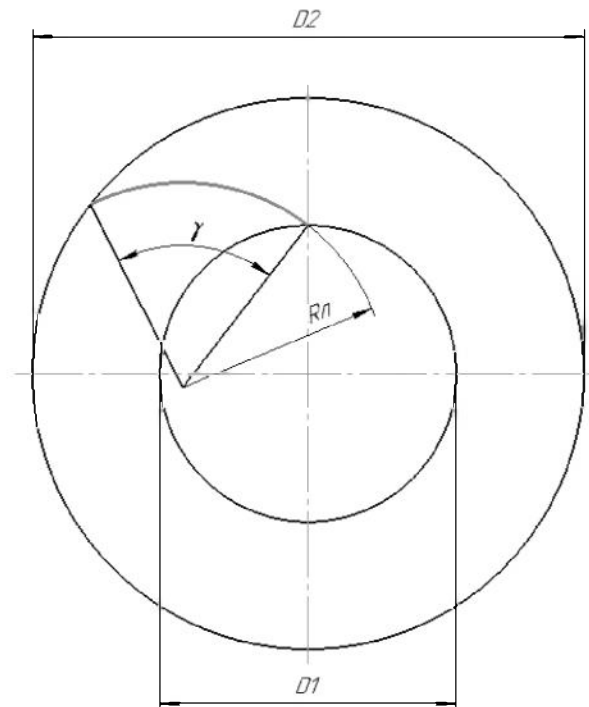


Рисунок 4.2 – Робоче колесо відцентрової тягодуттьової машини (показано одну лопать та принципи її будови)

Кожний із зазначених елементів потребує створення твердотільної моделі окремо, а потім їх поєднання за допомогою доступних у вибраному програмному середовищі прийомів [40].

Розроблена у програмному середовищі SolidWorks твердотільна модель робочого колеса представлена на рис. 4.3, а збірка тягодуттьової машини в цілому – на рис. 4.4 [40 – 42].

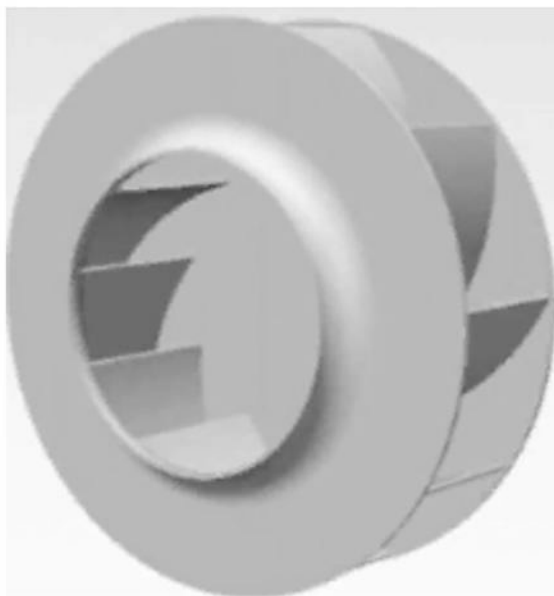


Рисунок 4.3 – Твердотільна модель відцентрового робочого колеса тягодуттєвої машини

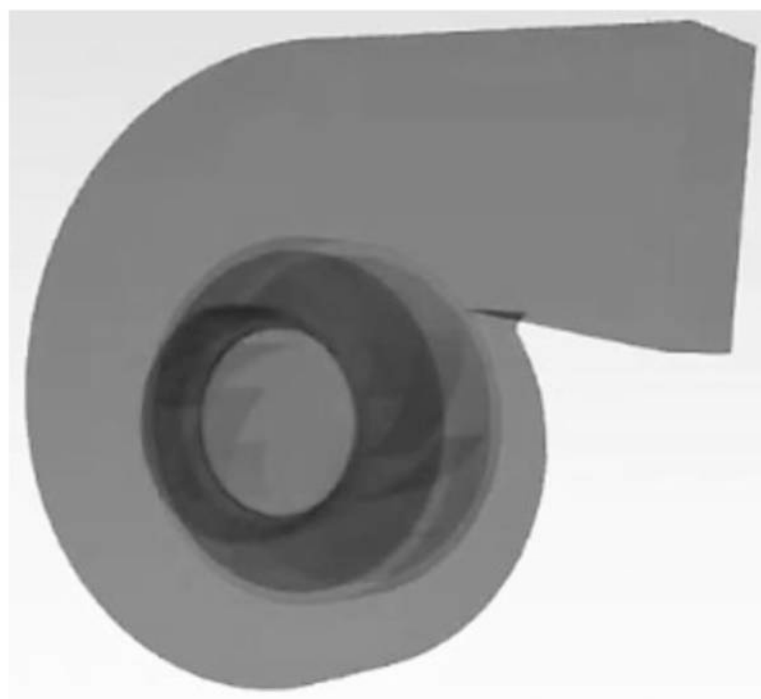


Рисунок 4.4 – «Збірка» тягодуттєвої машини

Після отримання твердотільної конструкції об'єкта на нього необхідно нанести, так звану, «фонову сітку», яка складається з безлічі площин шестигранної форми. Кількість цих площин визначає точність і тривалість обчислень (рис. 4.5) [40 – 42].

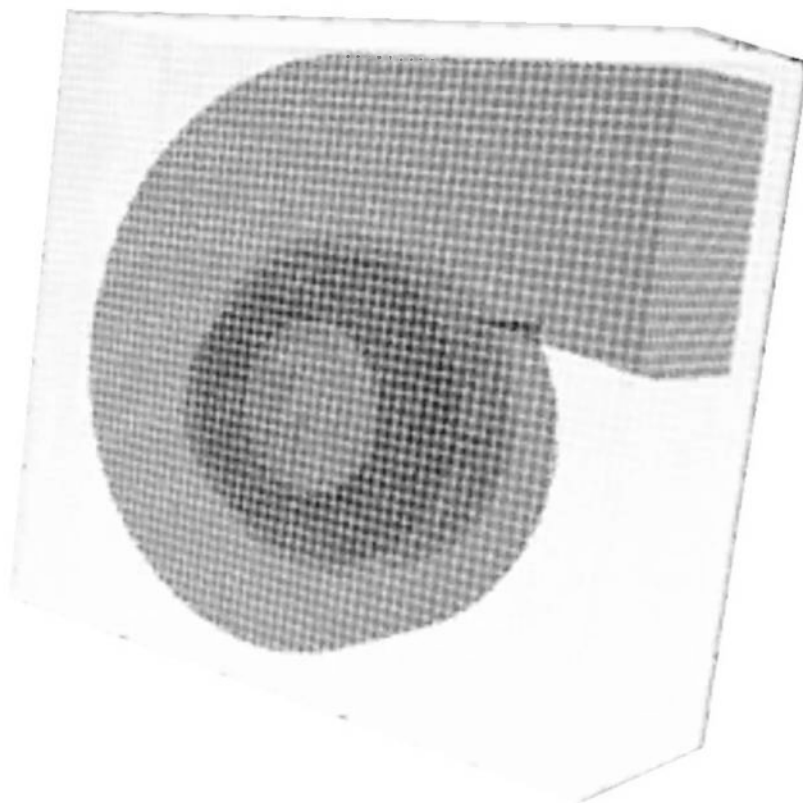


Рисунок 4.5 – Нанесення «базової» сітки на створену твердотільну модель

Обрані параметри сітки після нанесення має бути доопрацьована у найбільш відповідальних частинах об'єкта для досягнення більш якісних показників моделювання (рис. 4.6, 4.7) [40 – 42].

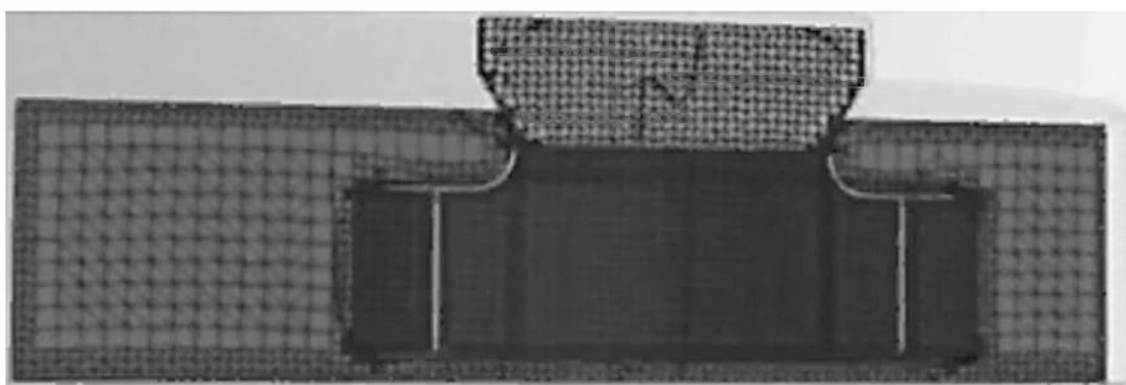


Рисунок 4.6 – Уточненні параметри «сітки» для «збірки»

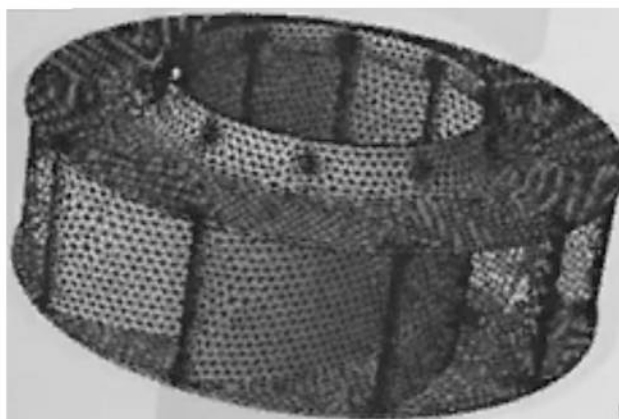


Рисунок 4.7 – Уточненні параметри робочого колеса

Після уточнення параметрів сітки можна переходити безпосередньо до моделювання.

Моделювання роботи турбомашини починається з налаштування відповідних вхідних параметрів, причому можна побачити відповідну візуалізацію з використанням «кольорової» диференціації. Введені початкові параметри пов'язуються відповідними до фізики процесу закладеними у програмному середовищі алгоритмами, а управління часом моделювання дозволяє перейти до візуалізації стійких станів. Це є найпростішим способом імітації природних процесів і найпростішим способом отримання бажаних результатів роботи розробленої конструкції [40 – 42].

На рис. 4.8 показано розподіл тисків у «збірці» від сторони всмоктування до сторони нагнітання. На рис. 4.9 наведено лінії зміну швидкостей по перетину від від сторони всмоктування до сторони нагнітання.

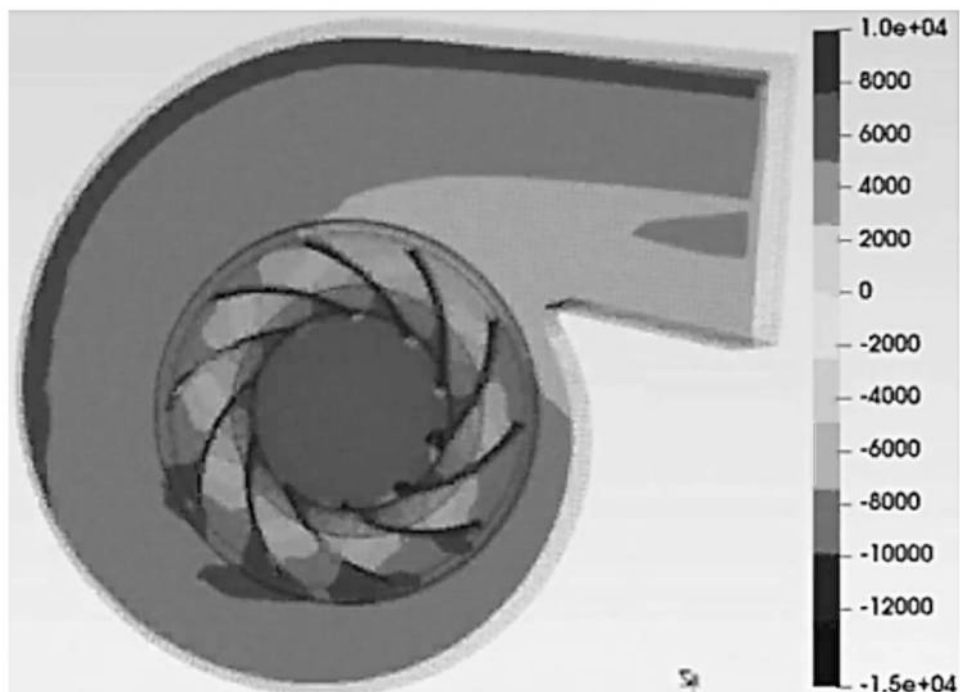


Рисунок 4.8 – Картина розподілу тисків

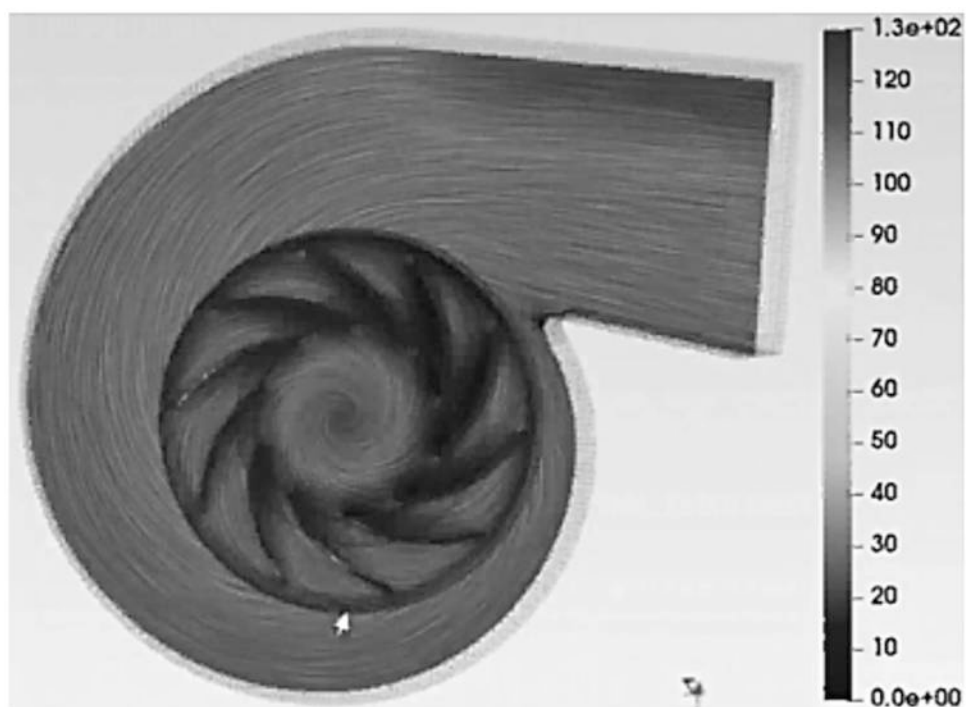


Рисунок 4.9 – Картина ліній швидкостей

Також можна виокремити лише робоче колесо – рис. 4.10, 4.11.

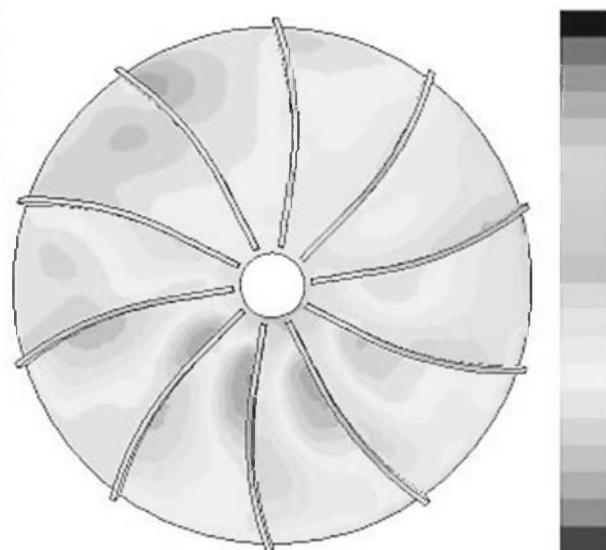


Рисунок 4.10 – Картина розподілу тисків у робочому колесі

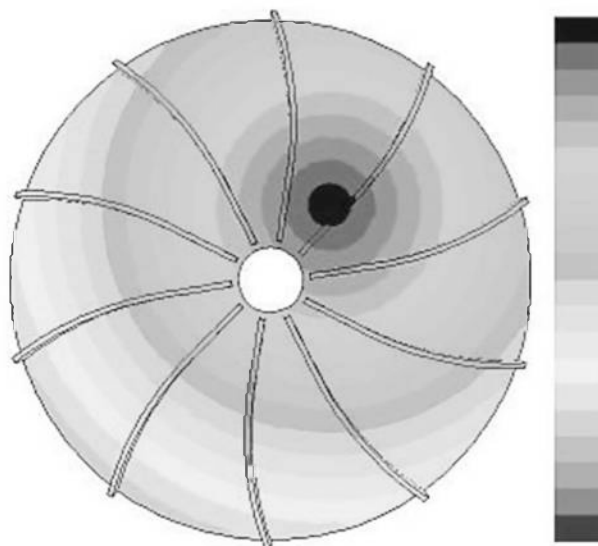


Рисунок 4.11 – Картина розподілу швидкостей у робочому колесі

Програмне середовище дозволяє здійснити розгортку поверхонь обертання зі збереженням картини протікання потоку всередині об'єктів, що розглядаються. На рис. 4.12 наведено картину розподілу тисків на режимах роботи турбомашини вищі за номінальні – перед лопатями чітко виділяються зони пониженого тиску. На рис. 4.13 наведено картину розподілу тисків на режимах роботи турбомашини близьких до номінальних. На рис. 4.14 наведено картину розподілу тисків на режимах роботи турбомашини набагато нижчих за номінальні значення – на лопатях

виокремлюються зони пониженого тиску, у яких можлива поява додаткових зон закручування потоку і додаткові гідравлічні втрати.



Рисунок 4.12 – Розподіл тисків на лопатях при режимах роботи турбомашини вищих за номінальні значення



Рисунок 4.13 – Розподіл тисків на лопатях при режимах роботи турбомашини близьких до номінальних значень

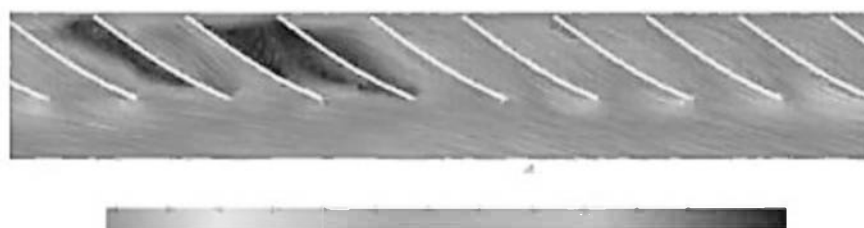


Рисунок 4.14 – Розподіл тисків на лопатях при режимах роботи турбомашини набагато нижчих за номінальні значення

Зі зменшенням розміру комірок сітки або додаванням складної геометрії об'єктів можна здійснити більш ретельний аналіз роботи турбомашини. Цей процес вимагає більших витрат часу, але у той же час отримуємо більш точні результати, досліджуються перехідні процеси у потоці. При зміні швидкісного напору або тиск на вході та виході з

машини можна побачити ефективність таких змін: отримуємо або збільшення або падіння тиску (чи будь-якої іншої величини), зміну продуктивності та інше.

У залежності від властивості рідин, що «перекачуються» важливим показником також є кількість ітераційних обчислень або кроку ітерацій. Їх число наперед задається довільно, а надалі уточнюється. Потік стисливої рідини вимагає збільшення кількості ітерацій, що збільшує час обчислень. Вважаючи потік нестисливим обчислення набагато простіші та швидші, хоча дають незначну помилку кінцевих результатів.

Ще більше обчислення ускладнюються в разі додавання впливу зовнішніх сил (наприклад, гравітації) чи процесів теплопередачі, наявності сумішей чи попередньої турбулізації.

Стійкі стани визначають постійні значення всі досліджуваних параметрів роботи окремих елементів на основі заданих граничних умов.

У кінці процесу моделювання система автоматично генерує звіт, у якому зазначаються усі досліджувані параметри (тиск, швидкість, температура тощо), які можуть бути представлені у вигляді таблиць та/або графіків – рис. 4.15 – 4.17 [40 – 42].

Для визначення параметрів деформації окремих елементів створеного об'єкта можна застосувати доступні прийоми та властивості засосованого програмного забезпечення. При цьому нема необхідності заново створювати твердотільну модель та наносити розрахункову сітку – можна скористатися вже існуючими, що були побудовані для розрахунку кінематичних та гідравлічних параметрів. До вже створених моделей необхідно додати тип та властивості використаного для моделі матеріалу, модулі пружності та щільність матеріалу – рис. 4.18, 4.19 [40 – 42].

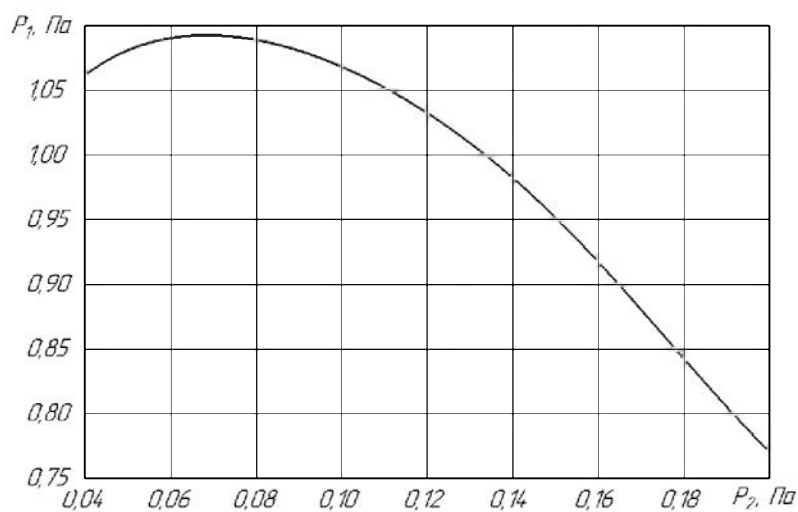


Рисунок 4.15 – Графік зміни тиску у відносних одиницях

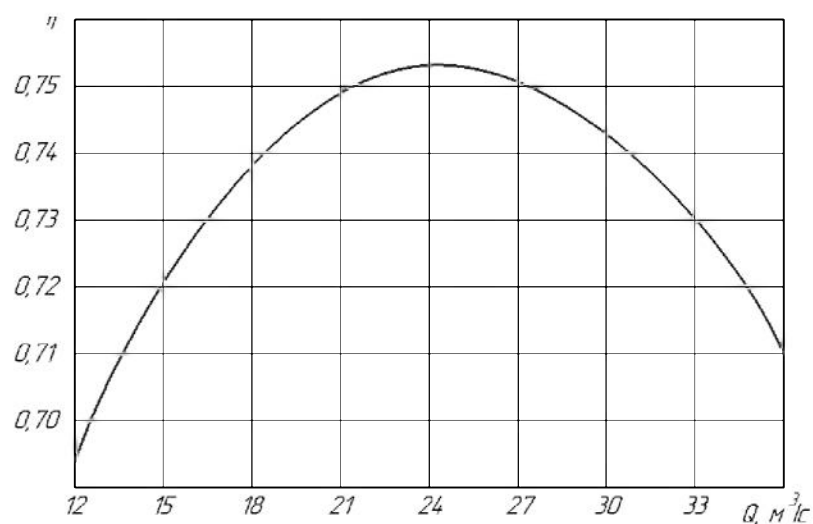


Рисунок 4.16 – Графік зміни значення коефіцієнту корисної дії

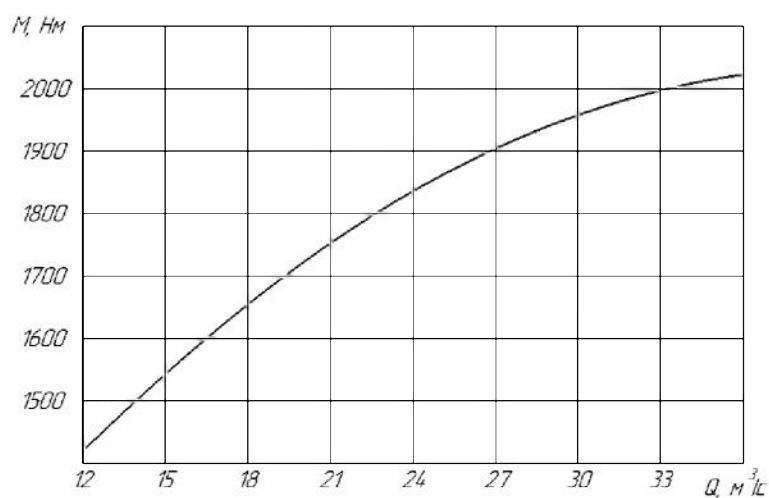


Рисунок 4.17 – Графік зміни крутного моменту на валу

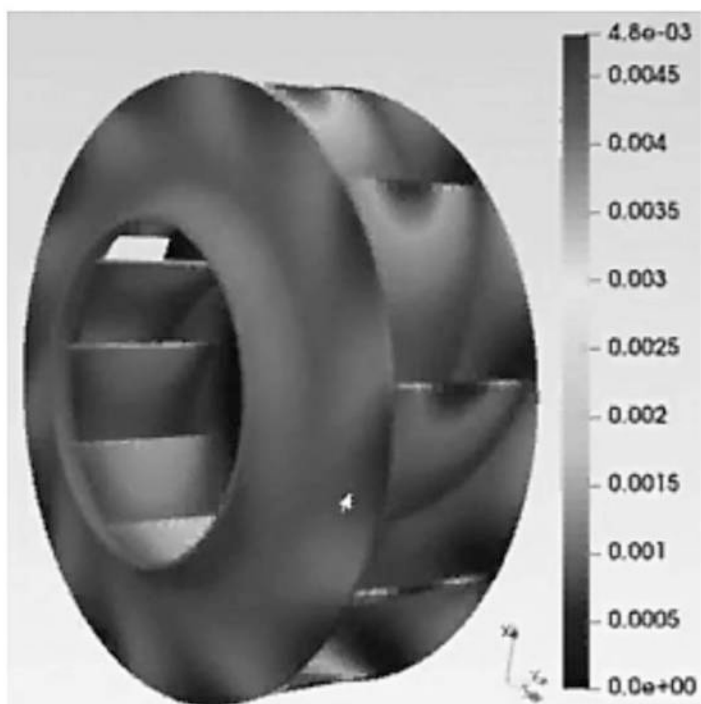


Рисунок 4.18 – Картина зон деформацій лопаті робочого колеса

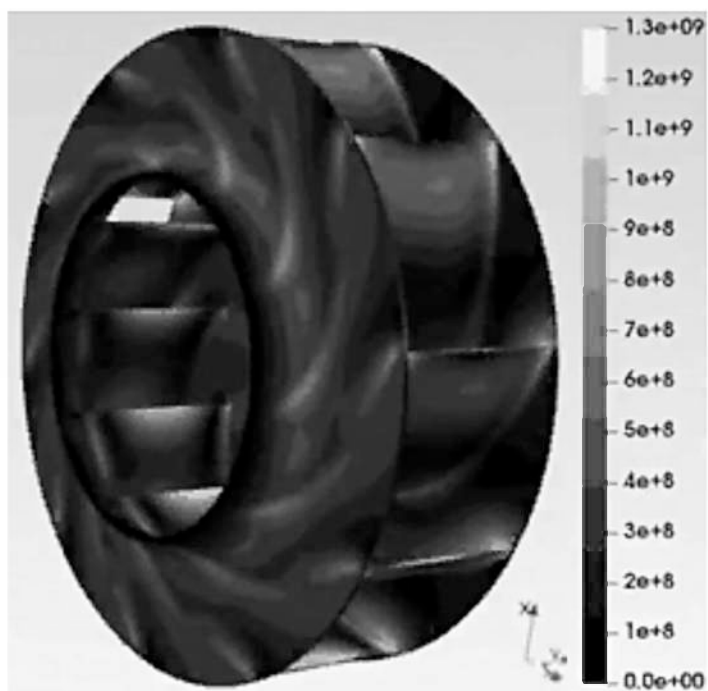


Рисунок 4.19 – Картина розподілу напружень у робочому колесі

ВИСНОВКИ

Методи проектування турбомашин повинні врахувати безліч умов для вибору доцільного методу з урахуванням усіх вхідних і бажаних вихідних параметрів.

Насамперед необхідно представити загальні умови протікання процесів у турбомашинах, які є основою дуттьових машин. На сьогодні складено загальні рівняння, що досить добре описують внутрішні процеси у турбомашинах, які дозволяють реалізувати різні підходи та рішення, визначати допустимі спрощення та висувати різні припущення.

Моделювання тягодуттьових пристроїв у теперішній час найдоцільніше здійснювати з використанням засобів та інструментів обчислювальної гідродинаміки. Для спрощення цієї роботи необхідно якомога спростити досліджувані об'єкти преш за все з геометричної точки зору – «виокремлюючи» найбільш відповідальні вузли.

Засоби обчислювальної гідродинаміки є доволі ефективним методом пошуку рішень нелінійних диференціальних рівнянь з приватна змінна, що описують протікання потоку рідин та теплообмінні процеси.

У роботі було здійснено обчислення параметрів газоповітряного тракту та обрано тягодуттьовий пристрій.

Комп'ютерне моделювання характеризується наочною візуалізацією руху потоку у проточних каналах турбомашини. Усі досліджувані величини за допомогою цього методу можуть бути представлені або чисельно (таблично), або у вигляді графіків (відеофайлів).

У якості програмного забезпечення було застосовано середовище SolidWorks, робота якого заснована на використанні методу кінцевих елементів. Процес моделювання на основі заданих вхідних параметрів дозволив визначити оптимальні геометричні параметри тягодуттьової машини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

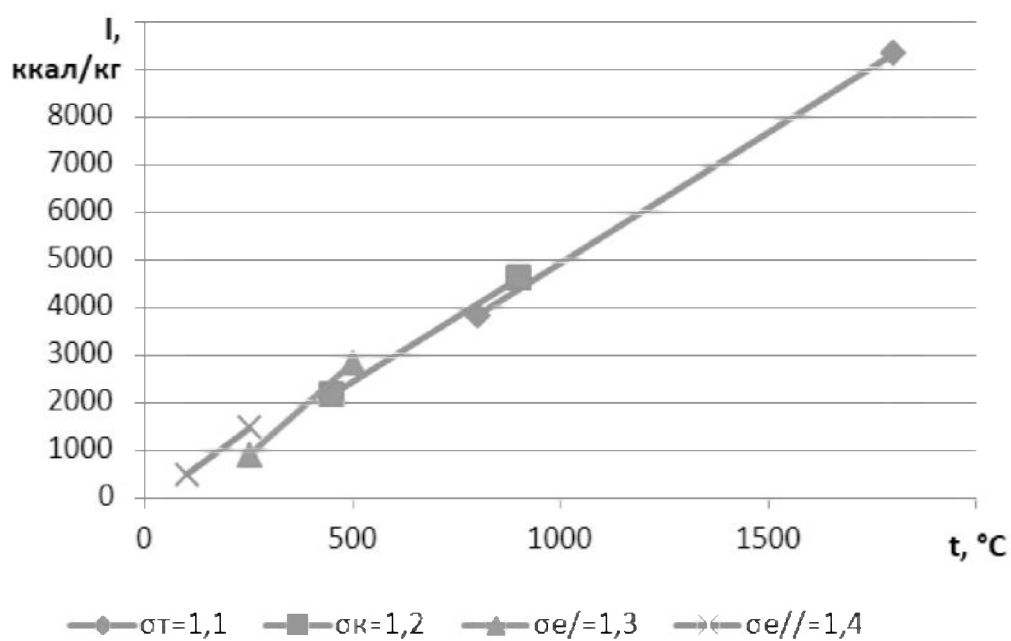
1. Тихомиров К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. Учебник для вузов.-3-е изд., перераб. и доп. –М.: Стройиздат, 1981. – 272 с.
2. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М., Стройиздат, 1990. – 336 с.
3. Бузников Е.Ф. Производственные и отопительные котельные. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.
4. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учеб. пособие для теплоэнерг. спец. вузов/Киев; Одесса: Вища шк., 1985. – 262с.
5. Богуславский Л.Д. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха : справ. пособ. / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др.; под ред. Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.
6. Макаров А.М., Сергеев А.С., Крылов Е.Г., Сердобинцев Ю.П. Системы управления автоматизированным электроприводом переменного тока: учеб. пособие. – ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 192 с.
7. Тягодутьевые машины. Ч.1 и Ч.2: Отраслевой каталог/ ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. – М., 1988.
8. Усольцев А.А. Частотное управление асинхронными двигателями: Учебное пособие. СПб: СПбГУ ИТМО, 2006, – 94 с.
9. Кириллов И.И. Теория турбомашин. М.: Машиностроение, 1972. – 536 с.
10. Фокин В. М. Расчет и эксплуатация теплоэнергетического оборудования котельных: Учеб. пособ. – Волгоград, 2004.– 228 с.
11. Соколовский, Г. Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием: учеб. / М.: АCADEMA, 2006. – 265 с.

12. Шрейнер Р.Т. Системы подчиненного регулирования электроприводов: учеб. пособие / Р.Т. Шрейнер. – Екатеринбург: Рос. гос. проф.-пед. унт», 2008. – 279 с.
13. B. Bose, “Modern Power Electronics and Ac Drives”, Prentice-Hall, Inc., 2002.
14. Алабовський О.М. Проектування котелень промислових підприємств. – К.: Вища школа, 1992. – 207 с.
15. Varanasi, et al.: SCR Retrofits Provide Opportunity For Variable Speed Fans, Power Engineering November, 2000/
16. Евзеров И.Х. Комплектные тиристорные электроприводы: справочник / И.Х. Евзеров, А.С. Горобец, Б.И. Мошковец; под ред. В.М. Перельмутера. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 318 с.
17. Паровой котел ДКВР-2,5; 4; 6,5; 10; 20 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://vulkanenergo.com.ua/ru/kotly/kotli_parovie_dkvr.html
18. Природный газ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://surl.li/pmfh>
19. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод)/ Под ред. В.Н.Кузнецова и др., – М.: Энергия, 1973, – 296 с.
20. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / коллектив авторов; под ред. Н.В. Кузнецова и др. – 2-е изд., перераб. / Репринтное воспроизведение издания 1973 г. – М. : ЭКОЛИТ, 2011. – 296 с.
21. Димосос котельної ДН-9[Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ukrvent.com/dn-9_img3-html/
22. Розташування димососів та вентиляторів у котельні [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://helpiks.org/4-6586.html>
23. Рихтер, Л.А. Вспомогательное оборудование ТЭЦ: учеб. пособие для вузов. / Л.А. Рихтер, Д.П. Елизаров. В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.

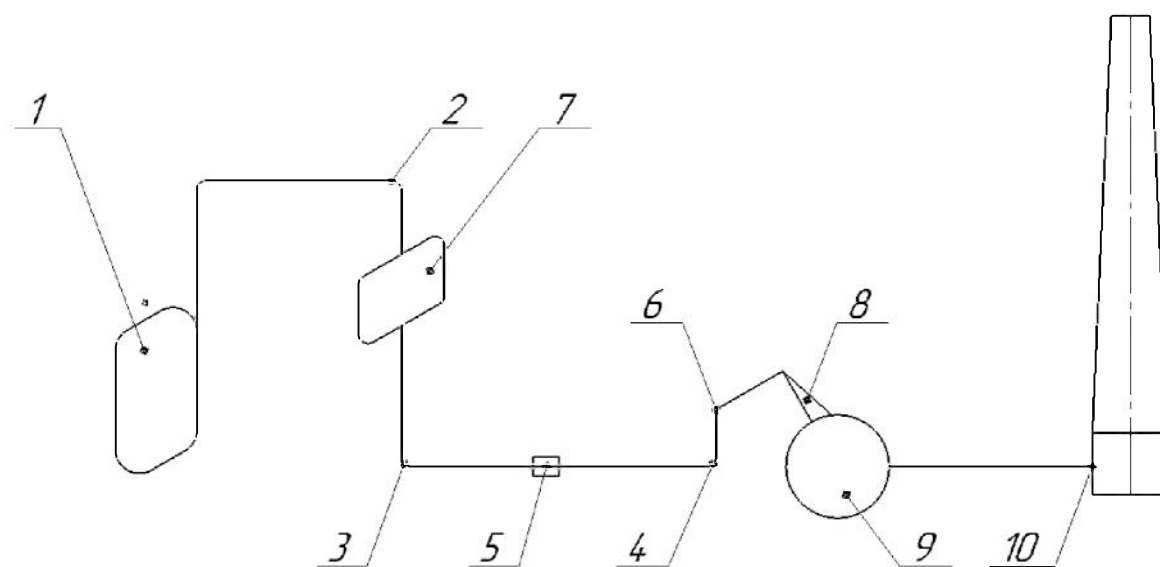
24. Приходько О. А., Сьомін Д. О. Технічна аеромеханіка: Навчальний посібник. – Луганськ: Вид-во Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля, 2002. – 170 с.
25. Калинкевич Н. В. Турбомашины. Основы теории: учебник / Н. В. Калинкевич, И. А. Мельник. – Сумы: Сумский государственный университет, 2017. – 311 с.
26. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1987. – 840 с.
27. Кириллов И. И. Теория турбомашин / И. И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 536 с.
28. Farah, E., Selamat, F., Iskandar, W., Izhan, W. (2018). Design and Analysis of Centrifugal Pump Impeller for Performance Enhancement. Journal of Mechanical Engineering, SI5 (2), 36–53.
29. Гостелуу Дж. Аэродинамика решеток турбомашин: пер. с англ. Н.М. Савина, А.П. Кадетова. Под ред. В.Т. Митрохина / Дж. Гостелуу. – М.: Мир, 1987. – 391 с.
30. Бударин В.А. Метод расчета движения жидкости. Одесса, Астропринт, 2006.– 140с.
31. Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах // Вестник СумГУ. – Сумы, 2003. – №13(59). – с. 195-210.
32. Бойко А.В. Применение вычислительной аэродинамики к оптимизации лопаток турбомашин / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, М. В. Бурлака. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 192 с.
33. Белоцерковский О. М. Численное моделирование в механике сплошных сред: 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Физматлит, 1994.– 448 с.
34. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. – М.: Мир, 1991.– Т1. – 418 с.
35. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. М., Мир, 1980. – 616 с.

36. Приходько О. А., Сьомін Д. О. Технічна аеромеханіка: Навчальний посібник. – Луганськ: Вид-во Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля, 2002. – 170 с.
37. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов. С. В. Ершов. – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
38. Потемкин А. Е. Трехмерное твердотельное моделирование М.: Компьютер Пресс, 2002. – 395 с.
39. Голованов Н.Н. Геометрическое моделирование М.: Физматлит, 2002. – 472 с.
40. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Понамарев Н.В.– СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 800 с.
41. Алямовский А.А. SolidWorks/CosmosWorks Инженерные анализ методом конечных элементов М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
42. Алямовский А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. М.: ДМК Пресс, 2010. – 464с.
43. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 124 с.
44. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. – 3-е изд. // Гл. ред. физ-мат. лит-ры изд-ва «Наука»: М., 1969. – 824 с.
45. Yan, Y., Li, S., Zhang, R., Lin, F., Wu, R., Lu, Q. et. al. (2009). Rapid prototyping and manufacturing technology: Principle, representative technics, applications, and development trends. Tsinghua Science and Technology, 14 (S1), 1–12.

ДОДАТОК А. ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

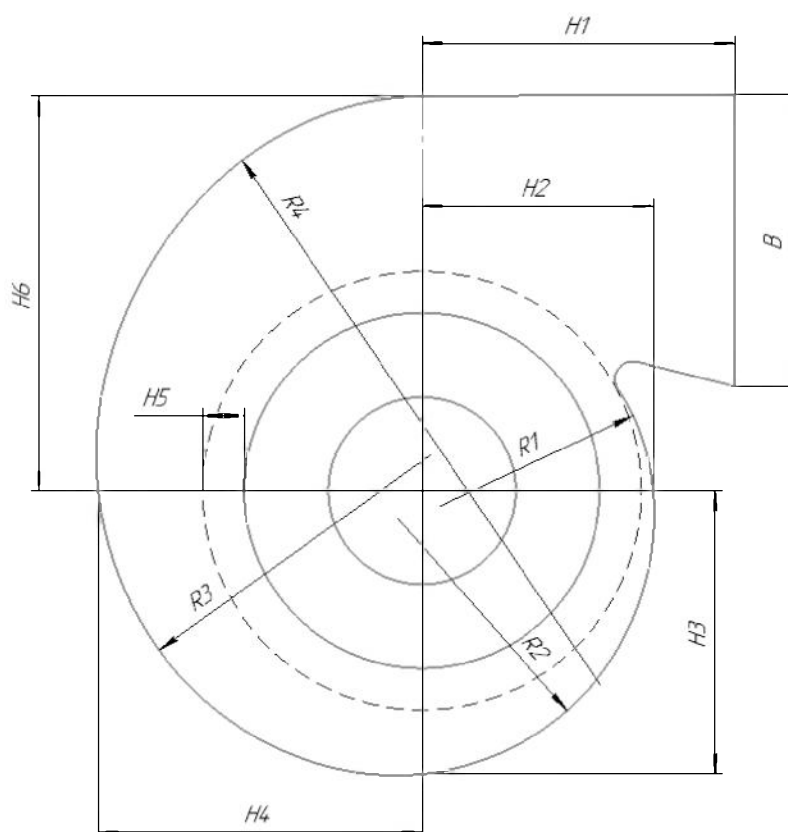


Температура димових газів і повітря

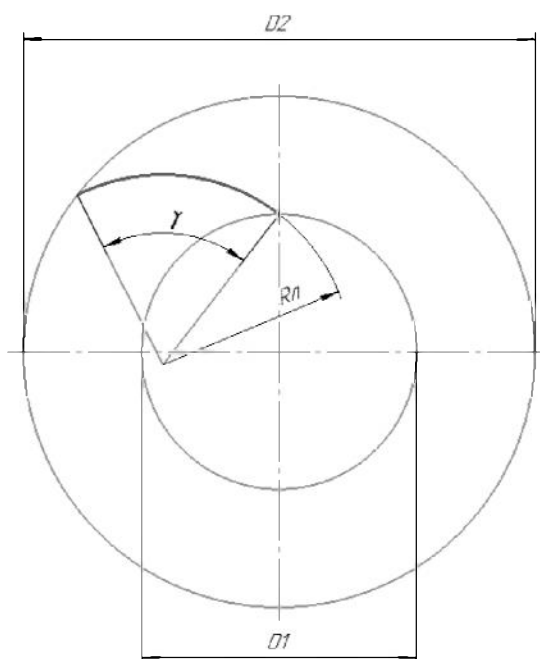


1 – котел, 2-4 – повороти газоходу на 90° , 5 – звуження перетину,
 6 – поворот газоходу на 120° , 7 – економайзер, 8 – конфузор, 9 – димосос,
 10 – вхід у димову трубу

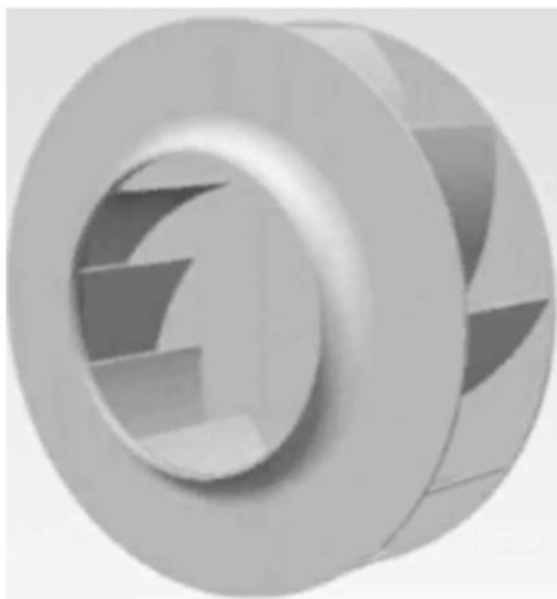
Схематичне зображення газоходу котла



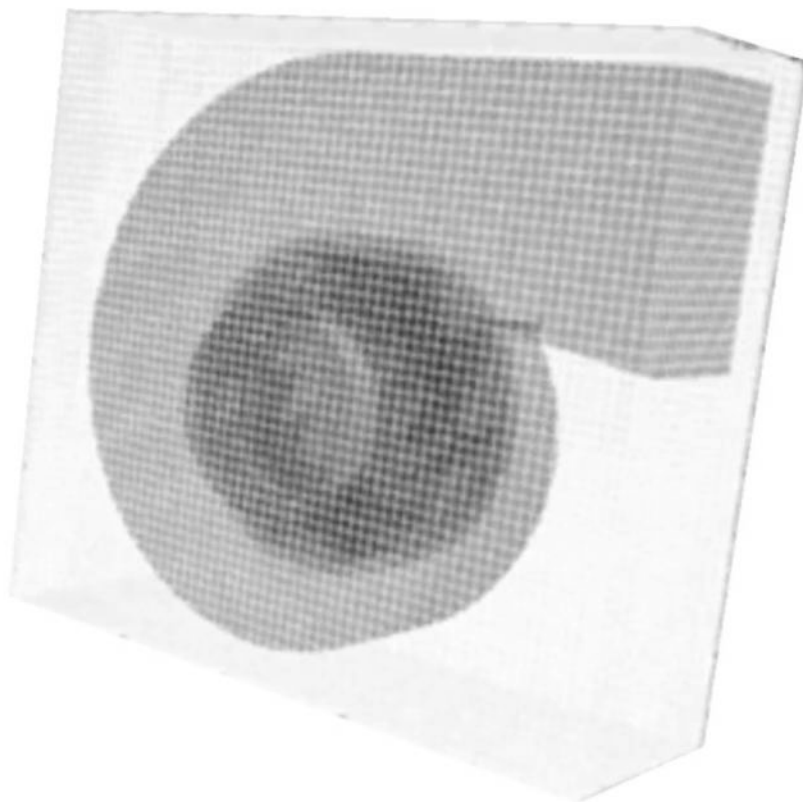
Спиральний корпус відцентрової тягодутьової машини (показано взаємне розташування робочого колеса)



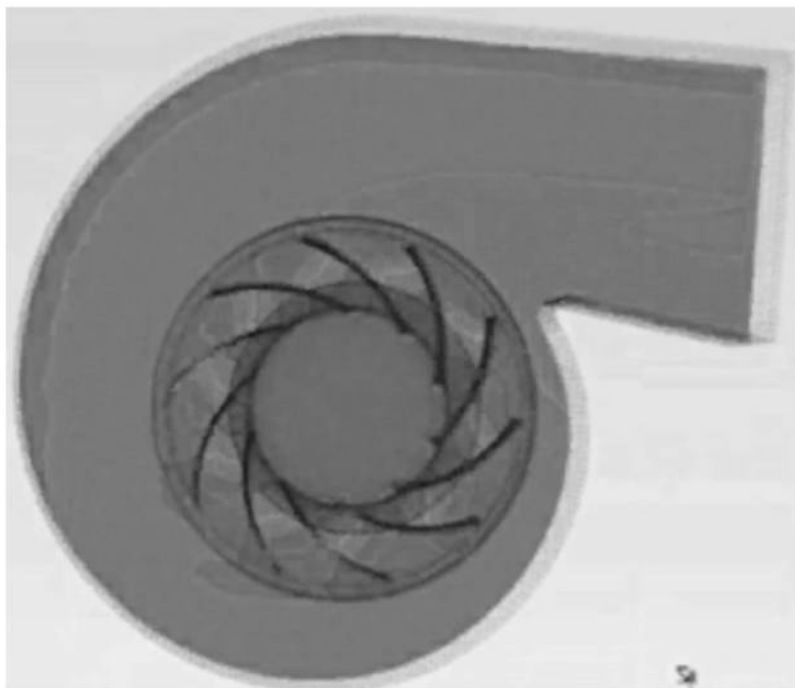
Робоче колесо відцентрової тягодутьової машини (показано одну лопать та принципи її будови)



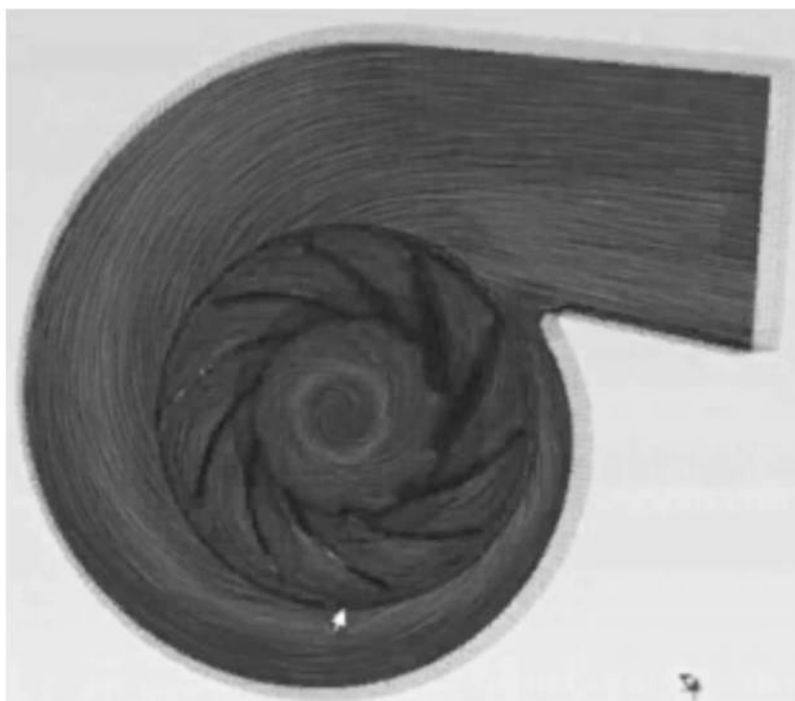
Твердотільна модель відцентрового робочого колеса тягодуттьової
машини



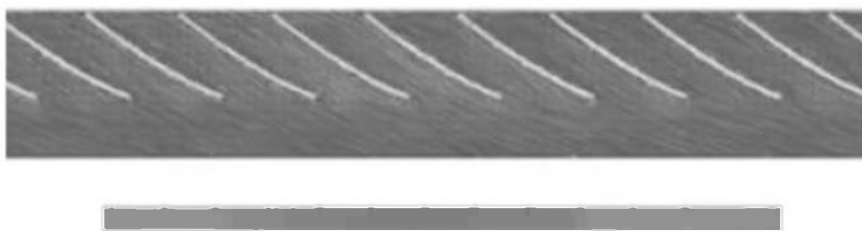
Нанесення «базової» сітки на створену твердотільну модель



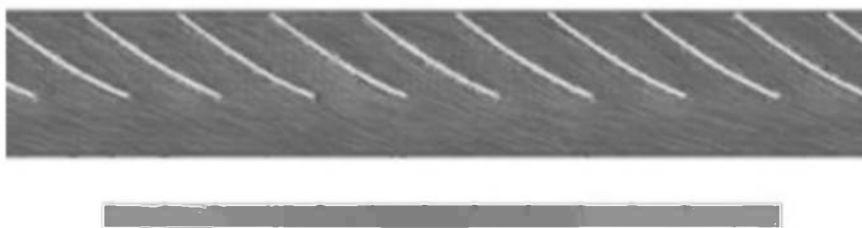
Картина розподілу тисків



Картина ліній швидкостей



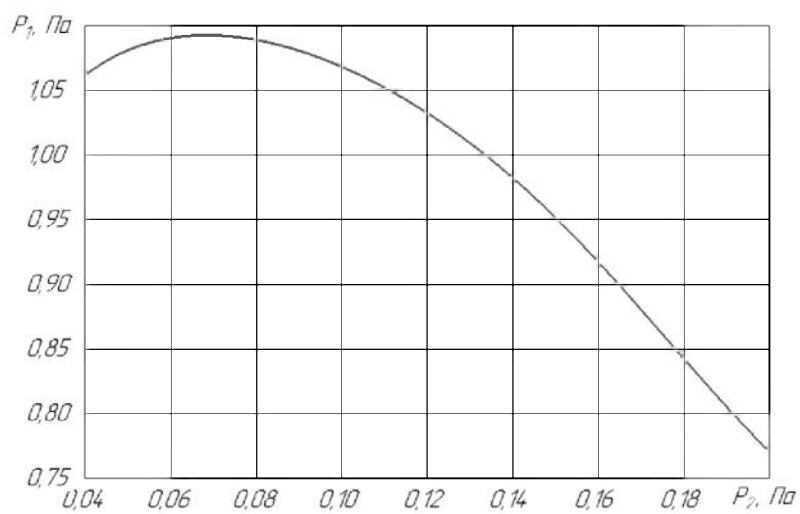
Розподіл тисків на лопатях при режимах роботи турбомашини вищих за
номінальні значення



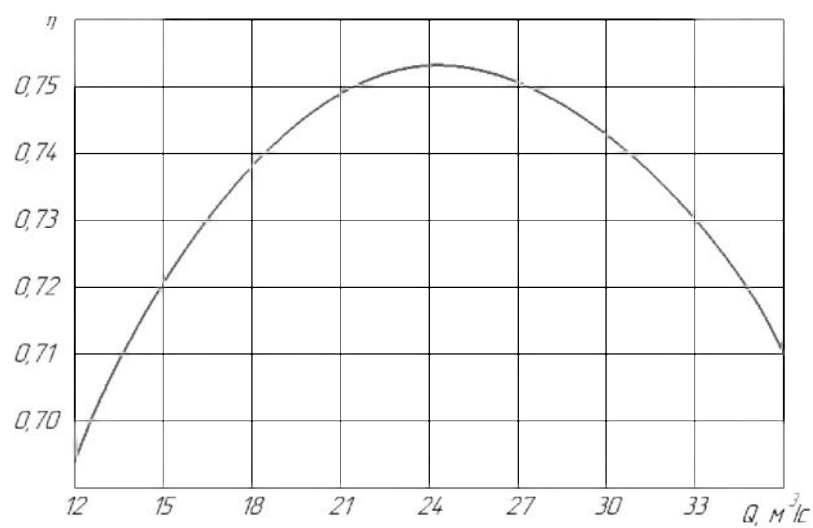
Розподіл тисків на лопатях при режимах роботи турбомашини близьких до
номінальних значень



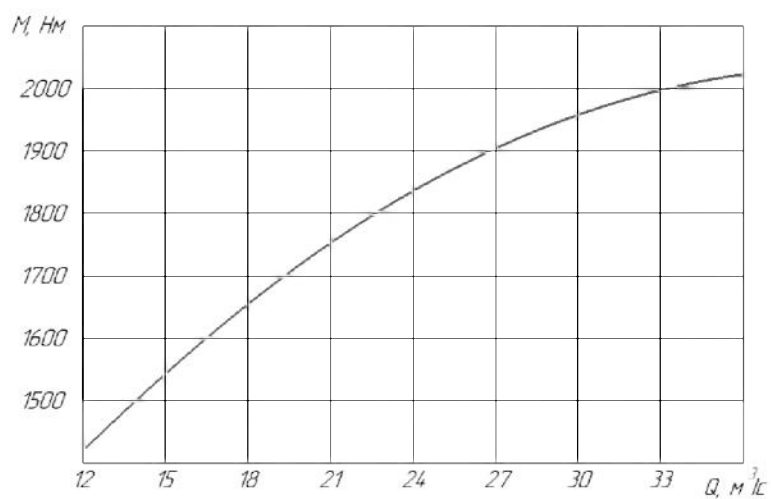
Розподіл тисків на лопатях при режимах роботи турбомашини набагато
нижчих за номінальні значення



Графік зміни тиску у відносних одиницях



Графік зміни значення коефіцієнту корисної дії



Графік зміни крутного моменту на валу



Картина зон деформацій лопаті робочого колеса



Картина розподілу напружень у робочому колесі

ДОДАТОК Б. ОГЛЯД ПИТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Небезпечним називається виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я. Якщо ж виробничий фактор призводить до захворювання або зниження працездатності, то його вважають шкідливим.

Шкідливі чинники погіршують умови праці, знижують його продуктивність, а при тривалому впливі можуть стати причиною професійних захворювань, загострення захворювань, не пов'язаних з виробництвом, зниження опірності організму. Залежно від рівня і тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори підрозділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки при суворому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених санітарними нормами, відповідними главами будівельних норм і правил і Державними стандартами.

Шкідливими називаються речовини, які при контакті з організмом людини в разі порушень вимог безпеки можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

Основні небезпечні і шкідливі фактори:

- дія предметів, що розлітаються в результаті вибуху, або від значних статичних і динамічних навантажень (тиск газу або повітря, статичні і циклічні навантаження, вібрація),
- підвищена температура поверхні компресора і трубопроводів,
- віброшумовий вплив на працюючих,

- порушення чистоти повітря робочої зони (при наявності витоків газу і викиду відпрацьованих газів приводом),
- електромагнітний вплив на працюючих,
- підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання при якому електричний струм проходить через тіло людини,
- підвищена рухливість повітря,
- гострі кромки на поверхні деталей та інструменту.

Надійність і безпеку обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті.

Проектування, виготовлення, монтаж, налагодження, ремонт, випробування та експлуатація компресорного устаткування повинні проводитися підприємствами, які мають дозвіл на відповідний вид діяльності, яке видає Держнагляд охорони праці України.

Основними потенційними небезпеками при роботі компресора можуть бути: вибухонебезпечність; пожежонебезпека; ураження електричним струмом.

До потенційних шкідливостей відносять: шум при роботі агрегату; вібрація; підвищена запиленість, і загазованість повітря робочої зони; підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів; підвищена або знижена температура повітря робочої зони; підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна; підвищена або знижена вологість повітря; підвищена або знижена рухливість повітря.

ДОДАТОК В.
ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА

Позначення документа	Документ	Умовне позначення	Зміст зауваження

Дата _____