

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет

ННІ Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського

Кафедра Нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики

Ступінь вищої освіти Бакалавр

Спеціальність 185 Нафтогазова інженерія та технології

Освітня програма Нафтогазова інженерія та технології



КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему Проект системи утилізації теплоти викидних
газів компресорної станції

Здобувача Портареску О.О.

Керівник доц. Біленко Н.О.

Консультанти: проф. Басюркіна Н.І.

доц. Кологривов М.М.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 10 червня 2026 року протокол № 12

В.о. завідувача кафедри НТІТ Олександр ТІТЛОВ

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ННІ Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського

Кафедра Нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики

Ступінь вищої освіти Бакалавр

Спеціальність 185 Нафтогазова інженерія та технології

Освітня програма Нафтогазова інженерія та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Тітлов О.С.

«02» лютого 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Портареску Олександр Олександрович

1. Тема роботи Проект системи утилізації теплоти викидних
газів компресорної станції

Затверджена наказом ОНТУ від 30.01.2026 р. наказ № 51-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 10.06.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Тип газоперекачувального агрегату ГПА-Ц-16С, тип встановленого газотурбінного
двигуна ДГ-902Л, температура навколишнього середовища 9 °С, температура
робочого тіла перед турбіною високого тиску 925 °С, ККД повітряного компресора
0,83, ККД газової турбіни 0,89, ККД камери згорання 0,98.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Провести розрахунок газотурбінного двигуна: процес стиснення повітря в
осьовому компресорі, процес згорання паливного газу, коефіцієнт надлишку повітря,
процес розширення робочого тіла в газовій турбіні, основних техніко-економічних
показників ГТУ, тепловий розрахунок котла-утилізатора

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

Аркуш 1 – Газоперекачувальний агрегат

Аркуш 2 – Газотурбінний двигун

Аркуш 3 – Нагнітач природного газу

Аркуш 4 – Принципова схема утилізації теплоти

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Розділ охорони праці	доц. Кологривов М.М.		
Економічний розділ	проф. Басюркіна Н.І.		
Нормоконтроль	доц. Кологривов М.М.		

7. Дата видачі завдання 02.02.2026 р.

Керівник Біленко Н.О.

Завдання прийняв до виконання Портареску О.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літературних джерел, методик розрахунків, підготовка структури роботи	01.03-10.03.26	
2	Підготовка теоретичного розділу роботи	11.03-21.03.26	
3	Підготовка проєктного розділу роботи	22.03-22.04.26	
4	Підготовка розділу з охорони праці	23.04-30.04.26	
5	Підготовка економічного розділу	01.05-07.05.26	
6	Оформлення пояснювальної записки кваліфікаційної роботи	08.05-11.05.26	
7	Підготовка графічної частини роботи	12.05-23.05.26	
8	Підготовка презентації та доповіді	24.05-31.05.26	
9	Відгук керівника, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	01.06-08.06.26	

Здобувач-дипломник Портареску О.О.

Керівник роботи Біленко Н.О.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник Портареску Олександр Олександрович

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 79 сторінок друкованого тексту, 12 рисунків, 5 таблиць, 17 посилань на джерела.

У кваліфікаційній роботі розглянуто шляхи підвищення енергетичної ефективності компресорних станцій магістральних газопроводів.

Детально описано функціонування газоперекачувального агрегату ГПА-Ц-16С із газотурбінним двигуном ДГ-90Л2. Виконано теплові розрахунки процесів стиснення повітря в осьовому компресорі, згоряння палива, розширення робочого тіла в турбіні, а також визначено техніко-економічні показники установки.

Запропоновано рішення щодо використання теплоти відпрацьованих газів у котлах-утилізаторах для комбінованого виробництва теплової та електричної енергії. Обґрунтовано доцільність спрямування одержаних ресурсів для внутрішніх потреб об'єкта та суміжних інфраструктурних споруд.

Ключові слова: магістральний газопровід, компресорна станція, газоперекачувальний агрегат, газотурбінний двигун, утилізація теплоти відпрацьованих газів, котел-утилізатор

ABSTRACT

Qualification work consists of 79 pages of printed text, 12 figures, 5 tables, 17 references.

The qualifying paper considers ways to increase the energy efficiency of compressor stations of main gas pipelines.

The functioning of the GPA-Ts-16S gas compressor unit with the DG-90L2 gas turbine engine is described in detail. Thermal calculations of air compression processes in the axial compressor, fuel combustion, working fluid expansion in the turbine were performed, and the technical and economic indicators of the plant were determined.

A solution regarding the use of waste gas heat in waste heat recovery boilers for the combined production of thermal and electrical energy is proposed. The feasibility of directing the obtained resources for the internal needs of the facility and adjacent infrastructure structures is substantiated.

Keywords: main gas pipeline, compressor station, gas compressor unit, gas turbine engine, waste gas heat recovery, waste heat recovery boiler.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	8
1.1 Загальна характеристика компресорних станцій магістральних газопроводів	8
1.1.1 Класифікація компресорних станцій	8
1.1.2 Компресорні станції магістральних газопроводів.....	12
1.2 Робота газоперекачувального агрегату ГПА-Ц-16С	15
1.3 Технічний опис двигуна ДГ-90Л2	17
1.3.1 Призначення газотурбінного двигуна.....	17
1.3.2 Комплект поставки	19
1.3.3 Улаштування та принцип роботи газотурбінного двигуна	19
1.3.4 Компресор низького тиску.....	21
1.3.5 Компресор високого тиску.....	26
1.3.6 Камера згоряння.....	28
1.3.7 Газова турбіна.....	32
1.3.8 Охолодження турбін.....	35
1.4 Утилізація теплоти відпрацьованих газів газотурбінних двигунів компресорних станцій	37
1.5 Тепловикористовуюча установка на компресорній станції для виробництва електроенергії та гарячого водопостачання	40
2 РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ.....	43
2.1 Методика теплового розрахунку ГТУ	43
2.2 Тепловий розрахунок ГТУ	46
2.2.1 Вихідні дані	46
2.2.2 Розрахунок процесу стиснення повітря в осьовому компресорі	47
2.2.3 Розрахунок процесу згорання паливного газу	52
2.2.4 Розрахунок коефіцієнта надлишку повітря.....	54

2.2.5 Розрахунок розширення робочого тіла в газовій турбіні	59
2.2.6 Розрахунок основних техніко-економічних показників ГТУ	63
2.3 Тепловий розрахунок котла-утилізатора для виробництва перегрітої пари	65
3 РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ	69
3.1 Загальні положення.....	69
3.2 Вимоги з охорони праці перед початком роботи	69
3.3 Вимоги з охорони праці під час виконання роботи	70
3.4 Вимоги з охорони праці після закінчення роботи	71
3.5 Вимоги з охорони праці в аварійних ситуаціях.....	72
4 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	73
4.1 Характеристика об'єкту	73
4.2 Оцінка економічного ефекту	74
ВИСНОВКИ.....	77
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	78

ВСТУП

Компресорні станції є невід'ємною частиною системи магістральних газопроводів, виконуючи функцію відновлення та підтримки тиску газу, який втрачається під час його транспортування через тертя об стінки труб. У зв'язку з безперервним зростанням вартості енергоресурсів, збільшенням собівартості транспорту газу та обмеженістю природних ресурсів, пріоритетним напрямком розвитку трубопровідного транспорту є розробка та впровадження технологій, спрямованих на зниження енерговитрат.

Одним із ефективних шляхів підвищення енергетичної ефективності компресорних станцій є утилізація теплоти відпрацьованих газів газотурбінних двигунів, що дозволяє раціонально використовувати паливо та мінімізувати теплові втрати.

Актуальність роботи зумовлена значним потенціалом вторинних енергоресурсів на українських компресорних станціях, де експлуатується велика кількість газотурбінних двигунів, продукти згорання яких мають високу температуру.

Метою роботи є дослідження можливостей та методів утилізації теплоти відпрацьованих газів газотурбінних двигунів для забезпечення потреб компресорних станцій, зокрема для виробництва електроенергії та тепла.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити завдання:

- визначити основні параметри роботи газотурбінного двигуна, а саме провести:
 - розрахунок процесу стиснення повітря в осьовому компресорі;
 - розрахунок процесу згорання паливного газу;
 - розрахунок коефіцієнта надлишку повітря;
 - розрахунок розширення робочого тіла в газовій турбіні;
 - розрахунок основних техніко-економічних показників ГТУ;

- тепловий розрахунок котла-утилізатора для виробництва перегрітої пари.

1 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Загальна характеристика компресорних станцій магістральних газопроводів

1.1.1 Класифікація компресорних станцій

Компресорна станція (КС) – комплекс споруд і обладнання для підвищення тиску газу при його видобуванні, транспортуванні, зберіганні та переробці (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд компресорної станції

Компресорні станції поділяються на лінійні, дотискувальні, станції підземного зберігання газу, нагнітальні, заправні та станції хімічних виробництв.

Лінійні компресорні станції встановлюються безпосередньо на магістральних газопроводах і розташовуються вздовж усієї траси на відстані кожні 100–150 кілометрів. Вони необхідні для відновлення та підтримки високого тиску, який втрачається через тертя газу об стінки труб, що дозволяє транспортувати блакитне паливо на величезні відстані.

Дотискувальні станції будують безпосередньо на газових родовищах, переважно на пізніх стадіях їхньої розробки. Коли природний тиск у пласті паде,

ці станції компенсують втрати та дотискають газ до необхідного рівня, щоб його можна було подати з промислу у магістральну мережу.

Станції підземного зберігання газу споруджують поблизу спеціальних підземних сховищ, створених у виснажених родовищах або водоносних пластах. Їхня функція полягає в регулюванні сезонного споживання: улітку вони закачують надлишки газу під землю, а взимку, під час пікових навантажень, забезпечують його відбір і подачу споживачам.

Нагнітальні станції застосовуються переважно на нафтових промислах, де вони закачують супутній нафтовий газ назад у продуктивні пласти для підтримки внутрішнього тиску та максимізації видобутку нафти.

Заправні станції, відомі як автомобільні газонаповнювальні компресорні станції (АГНКС), працюють у транспортній інфраструктурі на автошляхах та в автопарках. Вони стискають природний газ до надвисокого тиску, щоб заправляти метаном легкові автомобілі, автобуси та вантажівки.

Станції хімічних виробництв інтегровані в технологічні лінії хімічних та нафтопереробних заводів. Вони створюють специфічні умови високого тиску, без яких неможливе проходження складних хімічних реакцій під час виробництва аміаку, метанолу, пластмас та різноманітних мінеральних добрив.

За принципом спорудження цехів КС поділяються на цехові, блочні і відкриті.

Цехові компресорні станції будуються за традиційним методом, коли всі газоперекачувальні агрегати монтується всередині капітальних великих будівель. Такий закритий тип спорудження використовується переважно на потужних станціях із довготривалим терміном служби, де необхідно захистити персонал та складні агрегати від суворих погодних умов, а також забезпечити високий рівень шумоізоляції поблизу населених пунктів.

Блокові компресорні станції передбачають розміщення кожного окремого газоперекачувального агрегату в індивідуальному будівлі-боксі або ізольованому блоці. Цей принцип застосовується на станціях, де важливо

забезпечити повну автономність роботи кожної машини, підвищити пожежну безпеку та локалізувати можливі аварії, оскільки запуск, зупинка чи ремонт одного агрегату жодним чином не впливають на роботу сусідніх блоків.

Відкриті компресорні станції передбачають розміщення компресорних агрегатів та технологічного обладнання безпосередньо на відкритих майданчиках. Такий підхід використовується в регіонах із теплим і м'яким кліматом, де немає ризику замерзання систем, а також на об'єктах із високими вимогами до пожежо- та вибухобезпеки, оскільки відкритий простір гарантує природну вентиляцію і виключає накопичення вибухонебезпечних газів усередині приміщень.

За принципом дії встановлених ГПА – поршневі і відцентрові (табл. 1.1).

Поршневі компресорні станції працюють за принципом витіснення, де стиснення газу відбувається в циліндрах за допомогою зворотно-поступального руху поршнів. Такий тип станцій використовується на об'єктах, де потрібно створити дуже високий тиск при відносно невеликих об'ємах газу, зокрема на станціях підземного зберігання газу під час завантаження сховищ, на автомобільних газонаповнювальних КС, а також на дотискувальних станціях промислів, які вже перебувають на завершальній стадії розробки.

Таблиця 1.1 - Основні особливості компресорів КС

Технічна характеристика	Компресор	
	Поршковий	Відцентровий
Область продуктивності	До 1,5 м³/с	Практично не обмежена
Область тиску	Практично не обмежена	До 25 МПа в одному корпусі
Економічність роботи (ККД)	Вище при малих продуктивностях	Вище при великих продуктивностях
З'єднання з приводом	Через передаточний механізм	Допускає безпосереднє з'єднання
Подача газу	Пульсуюча	Рівномірна
Динамічна зрівноваженість	Погана	Добра
Питома металоємність	Висока	Відносно низька

Відцентрові компресорні станції динамічного типу використовують відцентрову силу, яка створюється обертанням робочих коліс із лопатками для безперервного нагнітання газового потоку. Цей принцип застосовується на потужних лінійних компресорних станціях магістральних газопроводів, оскільки відцентрові нагнітачі ідеально підходять для безперебійного транспортування значних об'ємів природного газу на великі відстані.

За принципом приводу компресорів (нагнітачів) можна розділити наступні ГПА: газотурбінні з приводом відцентрових нагнітачів від стаціонарних ГТУ або конвертованих транспортних (авіаційних або судових) газотурбінних двигунів (ГТД); електроприводні (ЕГПА) з приводом відцентрових нагнітачів від електродвигунів; поршневі (газомотокомпресори), в яких поршковий компресор виконаний разом з двигуном.

Газотурбінні агрегати з приводом відцентрових нагнітачів використовують для роботи енергією стаціонарних газотурбінних установок або конвертованих авіаційних чи судових двигунів. Цей тип приводу є найпоширенішим на потужних лінійних компресорних станціях вздовж магістральних трас, оскільки вони працюють безпосередньо на газі з трубопроводу, забезпечують високу автономність станції та не залежать від зовнішніх джерел електропостачання.

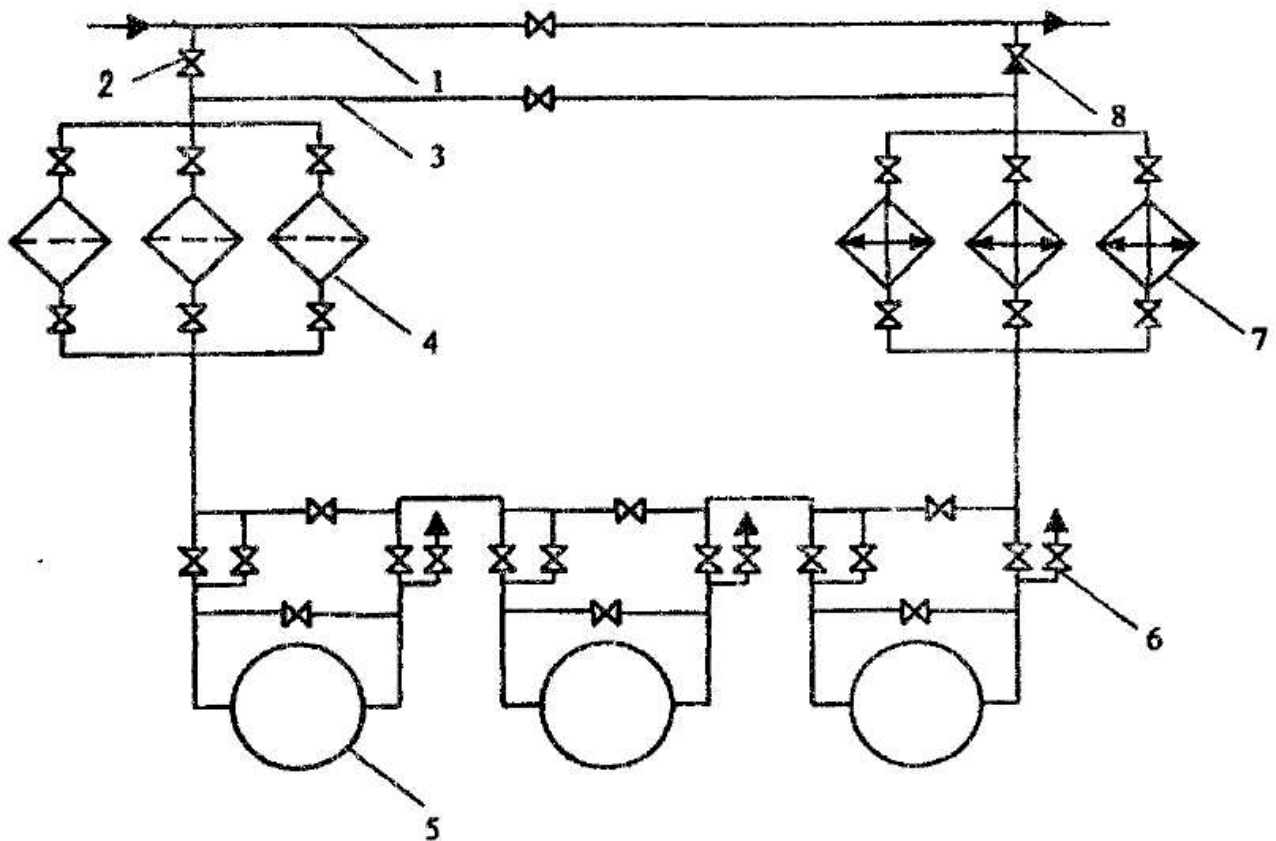
Електроприводні агрегати приводять відцентрові нагнітачі в дію за допомогою потужних електродвигунів. Такі системи застосовуються переважно на компресорних станціях, розташованих поблизу великих промислових центрів, надійних джерел електроенергії. Вони мають високий коефіцієнт корисної дії, не викидають в атмосферу продукти згоряння та працюють значно тихіше за газові турбіни.

Поршневі газомотокомпресори конструктивно об'єднують поршковий компресор і газовий двигун внутрішнього згоряння в єдиному силовому агрегаті, де приводний двигун працює на тому ж газі, що й стискається. Вони використовуються на об'єктах із циклічним або змінним режимом роботи,

зокрема на станціях підземного зберігання газу та дотискувальних промислових станціях, оскільки дозволяють ефективно регулювати продуктивність у широкому діапазоні тисків за відносно малих витрат палива.

1.1.2 Компресорні станції магістральних газопроводів

На КС магістральних газопроводів здійснюються наступні основні технологічні процеси: очищення газу від рідких і механічних домішок, підвищення тиску газу (компримування), охолодження газу після компримування (рис. 1.2). Також на КС здійснюється вимір і контроль технологічних параметрів, керування режимом газопроводу шляхом зміни кількості і режимів роботи ГПА.



- 1- магістральний газопровід; 2 - кран; 3 - байпасна лінія;
4 - піловловлювачі; 5 - газоперекачувальний агрегат; 6 - продувні свічі;
7 - АПО газу; 8 - зворотній клапан

Рисунок 1.2 – Принципова технологічна схема компресорної станції

Основним типом нагнітачів газоперекачувальних агрегатів (ГПА) КС є відцентрові нагнітачі. Принцип стиску, який застосовується у відцентрових нагнітачах ГПА КС, дозволяє одержувати більш високі продуктивності, ніж у поршневих компресорів. Відцентрові нагнітачі (ВН) компактні і мають малу металомісткість, надійні в роботі і довговічні, добре зрівноважені не потребують громіздких фундаментів.

За принципом приводу нагнітачів переважне розповсюдження на КС одержали газотурбінні та електроприводні газоперекачувальні агрегати (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 - Порівняльні дані приводів

Характеристика	Електропривод	Газотурбінний привід
Район застосування	У місцях з надійним джерелом електричного струму	У місцях видобутку і переробки газу, в важкодоступних районах
Витрата газу (палива)	Практично відсутня	5 – 10 % транспортованого газу в якості паливного газу
Необхідність у системі енергопостачання	Необхідні дві системи живлення	Немає необхідності, бо працює на газі, який перекачує
К. к. д. використання джерела енергії	36...37 % з врахуванням роботи теплоелектростанції і передачі енергії	26...28 %, у перспективі до 35...38 %
Надійність приводу	5...6 років	Потрібен великий резерв
Термін служби	15...20 років	8...10 років
Потреба у редукторі (мультиплікаторі)	Необхідний. При регульованому високооборотному двигуні іноді можна обійтись	В більшості випадків не потрібно
Трудомісткість технічного обслуговування	Низька. Чисельність обслуговуючого персоналу на 25 % нижче, ніж при ГТУ	Значна (камера згорання замінюється раз у рік) Витрати на капремонт ГТД в 10 раз вище, ніж в електродвигуна
Можливість регулювання	Обмежена	Широка

Крім основного обладнання (пиловловлювачів, газоперекачувальних агрегатів і апаратів охолодження повітря) до складу КС входять допоміжні системи і установки, які забезпечують водо-, масло- і енергопостачання та ін.

Технічні вимоги до газотурбінних ГПА найбільш повно відображені в ряді державних і галузевих стандартів, які визначають основні експлуатаційні властивості агрегату:

- показники призначення (потужність, ККД, продуктивність, відношення тисків) в робочому діапазоні експлуатаційних режимів, їх стабільність при тривалій експлуатації;
- показники надійності;
- ступінь пристосованості до взаємодії з довкіллям (захист робочих органів від ерозії, зледеніння, корозії, шумові характеристики, емісія вихлопних газів);
- ступінь автоматизації ГПА;
- вимоги до мастил і оливо і їх питома витрата;
- присутність автономного електропостачання;
- пристосованість до сучасних методів техобслуговування і ремонту.

Місця розташування КС вибираються, з одного боку, виходячи з величини падіння тиску газу на даній ділянці траси, а з іншого - виходячи з прив'язки станції до населених пунктів, джерел водопостачання, електроенергії та ін.. Схема розміщення КС по трасі газопроводу подана на рис. 1.3.

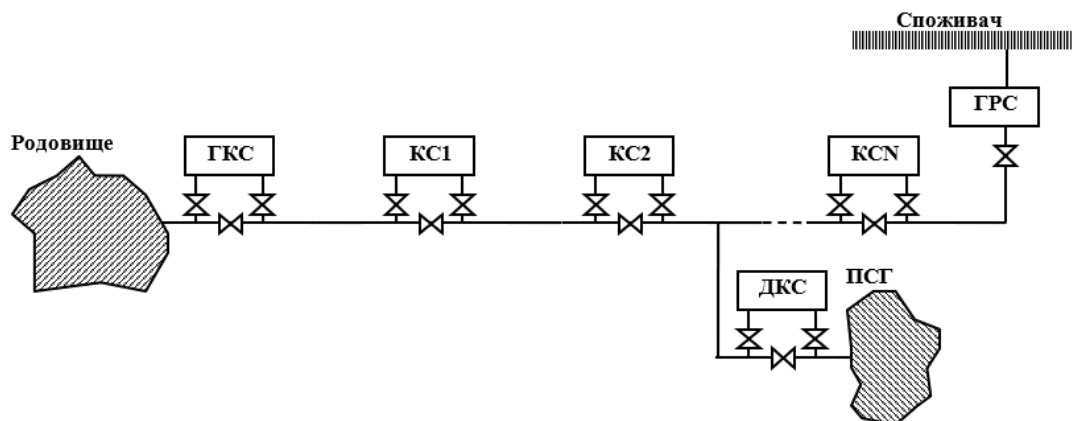


Рисунок 1.3 – Розміщення КС по довжині магістрального газопроводу

Оптимальний режим роботи компресорних станцій в значній мірі залежить від типу і числа газоперекачувальних агрегатів (ГПА), встановлених на станції, їх енергетичних показників і технологічних режимів роботи.

У зв'язку з безперервним зростанням вартості енергоресурсів в країні, збільшенням собівартості транспорту газу, невідновлюваністю його природних ресурсів, найважливішими напрямками робіт в області трубопровідного транспорту газів слід рахувати розробки, направлені на зниження і економію енерговитрат.

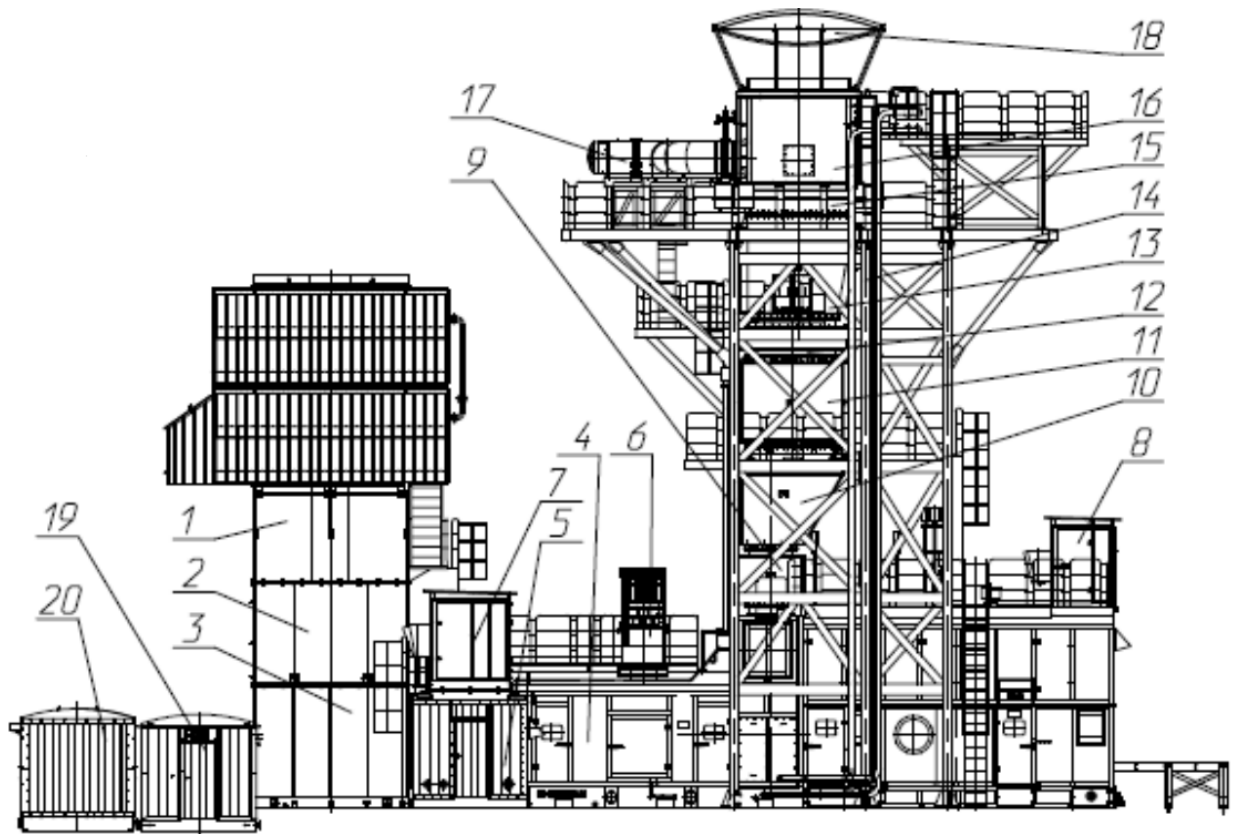
Ознайомившись із загальними принципами роботи компресорних станцій, доцільно перейти до розгляду конкретного силового і теплоутилізаційного обладнання. Подальшу частину роботи присвячено детальному розбору функціонування газотурбінного агрегату ГПА-Ц-16С з двигуном ДГ90Л2 (16 МВт) та нагнітачем природного газу. При цьому особливий інтерес становлять не лише його характеристики, а й технологічні рішення щодо утилізації теплоти відпрацьованих газів двигуна, яка може використовуватись для технологічних або побутових потреб КС

1.2 Робота газоперекачувального агрегату ГПА-Ц-16С

Підвищення тиску газу відбувається наступним чином. Технологічний газ, що транспортується газопроводом, надходить через вхідний патрубок до відцентрового нагнітача ГПА. У проточній частині компресора відбувається стиснення газу, після чого він через вихідний патрубок спрямовується до напірного колектора компресорної станції і далі в магістральний газопровід. Приводом у цьому процесі служить газотурбінний двигун потужністю, який використовує як паливо природний газ.

Робота газотурбінного двигуна. Атмосферне повітря, пройшовши очищення в повітроочисному пристрої, надходить до осьового компресора двигуна, де піддається стисненню, а потім спрямовується в камеру згоряння. Одночасно через робочі форсунки в камеру згоряння подається паливний газ.

Продукти згоряння (газовий потік) діють на лопатковий апарат, забезпечуючи обертання вільної турбіни двигуна. Ця турбіна за допомогою муфти механічно з'єднана з основним робочим органом агрегату відцентровим нагнітачем. Потужність, що передається від вільної турбіни, витрачається на стиснення технологічного газу. Відпрацьовані вихлопні гази відводяться в атмосферу через вихлопний тракт.



1 – повітроочисний пристрій; 2 – глушник шуму вхідного тракту; 3 – камера всмоктування; 4 – турбоблок; 5 – блок систем забезпечення; 6 – блок системи вентиляції для охолодження ГТД; 7 – блок оливоохолоджувачів ГТД; 8 – блок оливоохолоджувачів нагнітача; 9 – компенсатор I ступеня; 10 – дифузор I ступеня, 11 – глушник шуму вихлопного тракту; 12 – компенсатор II ступеня; 13 – дифузор II ступеня; 14 – опора вихлопного тракту; 15 – секція заслінок гарячого повітря; 16 – утилізатор тепла; 17 – система охолодження секцій теплообмінних; 18 – зонт; 19 – блок пожежогасіння; 20 – блок електроживлення, 21 – блок фільтрів паливного газу

Рисунок 1.4 – Агрегат газоперекачувальний ГПА-Ц-16С

1.3 Технічний опис двигуна ДГ-90Л2

1.3.1 Призначення газотурбінного двигуна

Двигун ДГ-90Л2 призначений для використання у складі агрегату ГПА-Ц-16С. Двигун ДГ-90Л2 виготовлений в кліматичного виконання "УХЛ" і може експлуатуватися при температурі зовнішнього повітря від 218 К до (-55°C) до 318 К (+45°C) і відносній вологості повітря до 100% при 288 К (+15°C), а також за наявності опадів (сніг, дощ) і при температурі повітря в приміщенні від 278 К (+5°C) до 323 К (+50°C). Основні характеристики наведені в табл. 1.3.

Як паливний газ використовується природний газ, що транспортується.

Оливосистема двигуна і нагнітача автономні.

Олива для двигуна: основна - МС-8П або Тп22; дублююча - олива для судових газових турбін або ТП22с.

Робочий діапазон температури оливи па вході в двигун:

при запуску 283-323 К (10-50°C) на оливі МС-8П;

308-323 К (30-50 °С) на оливі Тп22;

на режимі 303-323 К (30-50° З) на оливі МС-8П;

313-323 К (40-50°C) на оливі Тп22.

Пусковий пристрій (стартери) - два електродвигуни змінного струму 380 В, 50 Гц типу ДСТ 7-2/4 ТУ 16.513.354-80.

Споживана потужність споживачів енергії при запуску:

- перемінного струму напругою 380 В, частотою 50 Гц - середня 140 кВт;

пікова при запуске - 280 кВт;

- постійного струму напругою 27 В - не більше 300 Вт.

- однофазного змінного струму напругою 220В, частотою 50 Гц - 0,5 кВт.

Алгоритм управління передбачає наступні функції системи автоматичного управління:

1) Контроль готовності до пуску;

2) Холодну прокрутку двигуна;

- 3) Нормальний і аварійний останов;
- 4) Блокування;
- 5) Трирівневий захист агрегату на всіх режимах роботи;
- 6) Розшифровану аварійну, обмежувальну, попереджувальну і технологічну сигналізацію;

Таблиця 1.3 - Основні параметри двигуна ДГ-90Л2

Найменування параметра	Величина показника	Примітка
Потужність номінальна при температурі повітря на вході в двигун 288 (15 °С), атмосферному тиску 1,01105 Па (760 мм.рт.ст.), опорі вхідних і вихлопних пристроїв не більше 0,015 і 0,022 кгс/см ² відповідно, МВт	16	
Потужність максимальна при температурі повітря на вході в двигун нижче (мінус 5°С), МВт	19,2	Без перевищення температури газів за ТНД
ККД двигуна в станційних умовах на поминальному режимі, не менше %	34	
Витрата газу на зрізі газовідводу двигуна, не більш кг/с	70,0	
Температура газу на зрізі газовідводу двигуна, не більш К (°С)	683-503 (410- 430)	
Максимальна витрата паливного газу, кг/год	3900	
Тиск паливного газу, МПа (кгс/см ²)	3,45 + 0.5 (35 + 5)	
Температура паливного газу, не менше К (° С)	293 (20)	
Безповоротні втрати масла двигуна не більш, кг/год	0,45	
Час запуску ГПА і набору повного навантаження (без урахування передпускової підготовки), не більш, хв	20	
Відбір повітря за КВТ на потреби КС, не більш, кг/год	0,7	
Тиск відбираного повітря. МПа (кгс/см ²)	1,9 (19,36)	
Температура відбираного повітря при температурі зовнішнього повітря, К (°С)	513 (340)	

- 7) Контроль параметрів агрегату;
- 8) Післяопераційне управління з необхідними блокуваннями для опробування;
- індивідуальне управління електроприводними маслоагрегатами;
 - індивідуальне управління механізмами агрегату і системи управління;
 - управління підігрівом масла перед запуском;
 - управління дозправкою маслобаков;
- 9) Зупинку при зникненні напруги 380 В і 27 В при запуску.

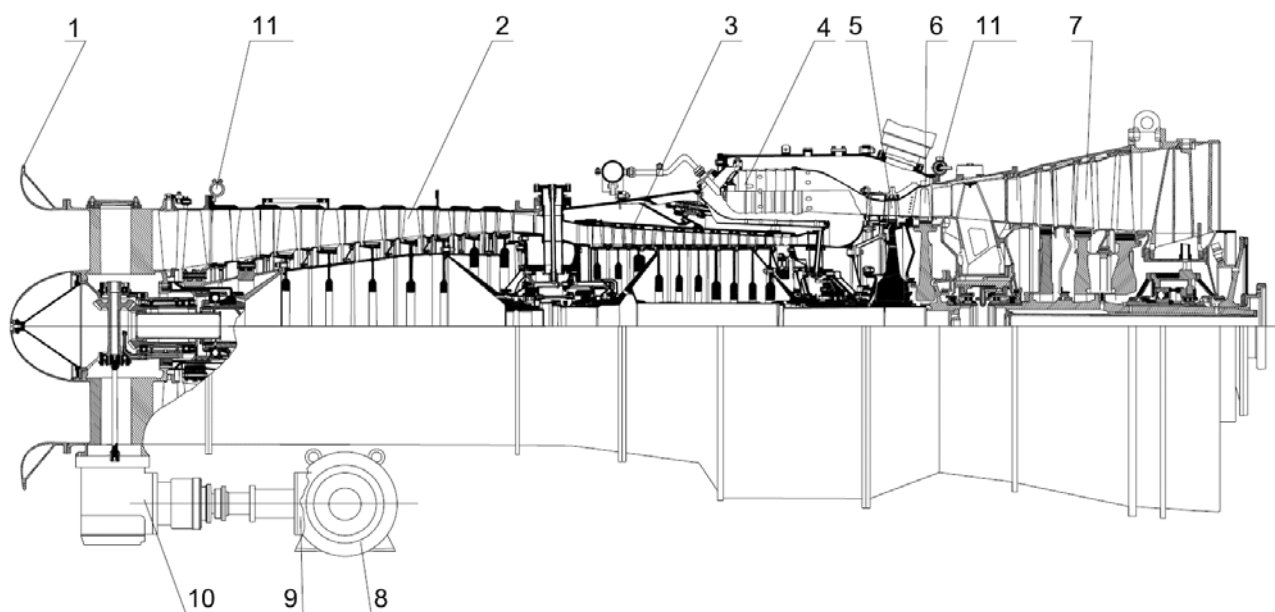
1.3.2 Комплект поставки

У комплект постачання входять:

- двигун ДГ-90Л2 на рамі;
- обтічник зовнішній;
- проставка;
- комплект приладів, агрегатів і складальних одиниць, що поставляються спільно з двигуном;
- груповий комплект інструментів і пристосувань (один на компресорну станцію);
- одиничний комплект запасних частин;
- комплект експлуатаційних документів.

1.3.3 Улаштування та принцип роботи газотурбінного двигуна

Газотурбінний двигун ДГ-90Л2 (рис. 1.5) призначений для приводу нагнітача. Газотурбінний двигун (ГТД) складається з вхідного пристрою 1, компресора низького тиску 2 (КНТ), компресора високого тиску 3 (КВТ), камери згорання 4 (КЗ), турбіни високого тиску 5 (ТВТ), турбіни низького тиску 6 (ТНТ), турбіни нагнітача 7 (ТН).



1 – вхідний пристрій; 2 – компресор низького тиску; 3 – компресор високого тиску; 4 – камера згорання; 5 – турбіна високого тиску; 6 – турбіна низького тиску; 7 – турбіна приводу нагнітача; 8 – електростартер; 9 – коробка приводу нижня; 10 – коробка приводів виносна; 11 – віброперетворювач

Рисунок 1.5 – Газотурбінний двигун ДГ-90Л2

Компресори низького і високого тиску спільно з тими, що приводять їх в обертання турбінами утворюють два контури, кінематично не зв'язаних між собою і таких, що мають різну частоту обертання.

Турбіна нагнітача розташована за турбіною низького тиску і кінематично не пов'язана ні з одним з контурів.

Потужність від ТН передається через ресору на нагнітач.

Для приводу агрегатів, обслуговуючих двигун, є нижня коробка приводів 10.

Двигун працює таким чином: через вхідний пристрій 1 повітря поступає в компресор низького тиску 2, частково стискається в нім, потім повітря поступає в компресор високого тиску 3, де стискається до необхідних параметрів. З компресора високого тиску повітря поступає в камеру згорання 4, в якій

спалюється паливо, що підводиться через форсунки. При запуску двигуна займання палива здійснюється двома запальниками, надалі горіння в камері згорання підтримується безперервною подачею палива і повітря. У камері згорання повітря частково бере участь в процесі горіння, частково змішується з продуктами горіння палива. Газоповітряна суміш, що утворилася, поступає в турбіни двигуна, де її енергія перетворюється в механічну роботу ТВТ 5, ТНТ 6, ТН 7, які розвивають потужність, необхідну для повітряних компресорів та нагнітача.

1.3.4 Компресор низького тиску

Компресор низького тиску (КНТ) призначений для стиснення атмосферного повітря і подачі його в компресор високого тиску (КВТ).

КНТ – дев'ятиступінчастий, кожен ступінь утворений одним рядом робочих лопаток ротора і розташованим за ним рядом нерухомих випрямних лопаток, закріплених у корпусі. КНТ складається з переднього корпусу, корпусу КНТ та ротора КНТ, встановленого на передній і задній опорах.

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення атмосферного повітря в компресор і складається з двох обтічників і проставки. Кільцевий канал між зовнішнім обтічником із проставкою і внутрішнім обтічником є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус призначений для розміщення передньої опори, поворотного вхідного напрямного апарату (ВНА) і привода. Передній корпус складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, жорстко зварених між собою шістьма профільованими порожнистими стійками. На внутрішню стінку кріпиться привід до переднього фланця, а пружна передня опора ротора КНТ — до заднього фланця.

Корпус опори є гнучким, тобто має можливість радіально переміщатися за рахунок деформації пружних елементів корпусу опори. Коливання

поглинаються демпфером, яким є масляний шар між корпусом опори і лабіринтовою кришкою, обмежений двома ущільнювальними кільцями.

На зовнішній стінці розташовані:

- механізм повороту вхідних напрямних лопаток;
- нижня коробка приводів;
- шість промивальних форсунок;
- трубка підведення оливи з масляним фільтром.

Масляний фільтр призначений для уловлювання механічних домішок з оливи перед подачею її на змащування й охолодження підшипників передньої опори КНТ, а також підшипників і шестерень привода.

Привід призначений для передачі крутного моменту від електростартерів до ротора КНТ при запуску двигуна, а також для привода оливоагрегата під час роботи двигуна. Привід складається з двох корпусів, вертикальної і горизонтальної конічних шестерень, встановлених на підшипниках кочення і зв'язаних за допомогою ресор (валіків зі шліцами) з оливоагрегатом і передньою цапфою ротора КНТ.

Поворотний вхідний напрямний апарат (ВНА) призначений для забезпечення стійкої роботи компресора в широкому діапазоні режимів і при запуску ГТД. Поворотний ВНА складається з поворотних лопаток і механізму повороту.

Механізм повороту вхідних напрямних лопаток призначений для одночасного повороту всіх лопаток напрямного апарату на необхідний кут залежно від тиску повітря за КНТ. Механізм складається з пневмоциліндра, рухомого кільця зі сферами і роликами, якими кільце переміщається по опорних виступах на зовнішній стінці переднього корпусу. Сфери охоплюються важелями, жорстко закріпленими на цапфах лопаток.

Цапфи поворотних лопаток із надітими на них вилками розташовані в розточуваннях зовнішньої і внутрішньої стінок переднього корпусу. При переміщенні кільця встановлені на ньому сфери повертають важелі і лопатки на

заданий кут. При первинному налаштуванні всієї системи точність кута встановлення лопаток забезпечується сферами, які встановлені на шліцьових валіках у рухомому кільці. Сфера виконана ексцентрично відносно внутрішніх шліців. Розворотом сфери навколо шліцьового валіка добиваються необхідної точності первинного кута встановлення лопатки.

Первинний поворот лопаток здійснюється поршнем пневмоциліндра, який пов'язаний з рухомим кільцем через талреп. Переміщення поршня пневмоциліндра здійснюється за рахунок тиску повітря, що підводиться з-за КВТ.

Стежний пневмоциліндр працює в певному діапазоні тиску повітря, вказаному в інструкції з експлуатації, і здійснює поворот лопаток ВНА від мінус 10° до плюс 15° . Положення лопаток ВНА контролюється за шкалою. Пневмоциліндр через кронштейн жорстко закріплений на передньому корпусі компресора і складається з керівного (керуючого) циліндра та силового циліндра.

На непрацюючому двигуні стрілка, укріплена на лопатці, знаходиться в положенні «мінус 10° » за шкалою. Після запуску ГТД вона залишається в цьому положенні до режиму, при якому тиск у проточній частині за КВТ досягає 0,84–0,94 МПа.

При підвищенні тиску в проточній частині поршень керівного циліндра переміщається і закриває отвір «с». Повітря з проточної частини через отвір «ф» надходить у порожнину «т» силового поршня і переміщає його, стискаючи зворотні пружини, - рівно настільки, наскільки пересунувся керівний поршень. При тиску 1,44–1,54 МПа поршень стає на упор. Це положення поршня відповідає положенню стрілки +15 за шкалою.

При зниженні тиску в проточній частині нижче 1,44–1,54 МПа керівний поршень відходить від силового, відкриваючи отвір, через який повітря з порожнини випускається в атмосферу. Силовий поршень під дією пружин

пересувається у зворотному напрямку. При цьому силовий поршень стежить за керівним так само, як і при підвищенні тиску.

Крайні положення ВНА контролюються електричними сигналізаторами, які встановлені на передньому корпусі. На сигналізатори діють пружинні штовхачі, які через кронштейн пов'язані з поворотним кільцем. Сигналізатори спрацьовують при положенні лопаток «+15°» або «-10°», при цьому на пульті спалахує відповідне табло.

Повітря з проточної частини КВТ перед надходженням у стежний пневмоциліндр проходить через блок очищення та охолодження.

Блок очищення та охолодження призначений для очищення й охолодження повітря, що надходить з-за КВТ в циліндр механізму повороту вхідних напрямних лопаток. Блок складається з двох оребрених корпусів. Один корпус охолоджує повітря, а другий корпус із сітчастим фільтром охолоджує та очищає повітря, що надійшло з-за КВТ в циліндр ВНА. Корпус блоку, як варіант, може бути виконаний цілісним.

При роботі двигуна в неопалюваному машинному відділенні за температури навколишнього повітря нижче +2°C можливе запотівання, тому з блоку очищення передбачається зливання конденсату в проточну частину КНТ через дренажний штуцер. При цьому зливання через отвір у штуцері забезпечується встановленням гвинта довжиною 9 мм в отвір зі стрілкою. За температури навколишнього повітря вище +2°C зливний отвір перекривається гвинтом довжиною 13 мм.

Корпус компресора низького тиску виконаний у вигляді порожнистого циліндра і має горизонтальний роз'єм. У циліндричних проточках корпусу розміщено вісім випрямних апаратів, які кріпляться до корпусу гвинтами. Один із гвинтів кріплення випрямного апарату виконаний більшого діаметра для можливості огляду проточної частини.

В районі робочих лопаток восьмого ступеня в корпусі КНТ виконано три нарізні отвори, закриті заглушками. Отвори використовуються для фіксації

ротора при збиранні компресора, а також для заземлення ротора під час проведення зварювальних робіт на об'єкті.

На зовнішній поверхні корпусу, в нижній половині, є дві бобишки з нарізними отворами для кріплення опор двигуна.

Випрямний апарат призначений для перетворення кінетичної енергії потоку повітря в потенційну енергію тиску, а також для спрямування потоку повітря під певним кутом на робочі лопатки. Випрямний апарат складається із зовнішнього і внутрішнього кілець, сполучених між собою випрямними лопатками. Внутрішні кільця і лопатки сполучені заклепками.

У внутрішньому кільці зроблені проточки, в які набираються вставки. Вставки у поєднанні з лабіринтами, виконаними на барабані ротора, утворюють ущільнення, що перешкоджає перетіканню повітря між ступенями компресора.

Ротор компресора низького тиску призначений для перетворення механічної енергії, отриманої від ТНТ (турбіни низького тиску), в енергію повітряного потоку, що проходить через компресор.

Ротор компресора барабанно-дискової конструкції, складається з передньої цапфи, задньої цапфи, лопаток і дисків, сполучених у три нерознімні складальні одиниці:

- барабан першого-другого ступенів;
- барабан третього-сьомого ступенів;
- барабан восьмого-дев'ятого ступенів.

Між собою і цапфами барабани сполучені за допомогою стяжних болтів. Робочі лопатки першого і другого ступенів мають шарнірні кріплення, що дозволяють лопаткам повертатися відносно осі пальців. Робочі лопатки з третього по дев'ятий ступінь встановлені в пазах дисків замковою частиною типу «ластівчин хвіст». Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками.

1.3.5 Компресор високого тиску

Компресор високого тиску (КВТ) призначений для стиснення повітря, що надходить із компресора низького тиску, і подачі його через задній корпус в камеру згоряння.

Компресор високого тиску десятиступінчастий, складається з таких основних складальних одиниць: перехідника, корпусів КВТ, ротора ТКВТ (турбокомпресора високого тиску).

Перехідник призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску. У перехіднику розміщені задня опора ротора КНТ, передня опора ротора ТКВТ, вхідний напрямний апарат 1.3 та два датчики вимірювання частоти обертання.

Перехідник складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, сполучених між собою рядом випрямних лопаток. Між рядами випрямних лопаток і лопаток вхідного напрямного апарату встановлено п'ять патрубків, з яких чотири сполучені з масляною порожниною, а один – з розвантажувальною порожниною КНТ, яка обмежена з боку перехідника кришкою, стінкою корпусу і лабіринтовою кришкою.

Один із патрубків служить для організації підведення оливи. Через фільтр олива по трубі надходить в перший канал, сполучений з наступним каналом кільцевою роздачею, звідки через три жиклери здійснюється змащування задньої опори КНТ. Підведення оливи до передньої опори ТКВТ здійснюється трубою перекидання оливи.

У перехіднику, крім патрубка підведення оливи, знаходяться патрубки для ключа ручного прокручування ротора ТКВТ, для зливання оливи, а також патрубків для датчика вимірювання частоти обертання ТКВТ.

На зовнішній стінці перехідника розміщені: промивальні форсунки, штуцери для вимірювання параметрів, труби відбору повітря на підпір лабіринтових ущільнень КНТ та на підпір лабіринтових ущільнень заднього

корпусу. Для забезпечення необхідного тиску в розвантажувальній порожнині КНТ призначений кран випуску (підтравлювання) повітря.

Корпуси КВТ призначені для розміщення випрямних апаратів і розташованих між ними робочих кілець, а також для розміщення комунікацій заднього корпусу. До складу корпусів КВТ входить корпус компресора і задній корпус.

Корпус компресора – одна з основних складальних одиниць двигуна. Конструкція випрямних апаратів аналогічна конструкції випрямних апаратів КНТ (крім внутрішніх кілець). Випрямний апарат призначений для перетворення кінетичної енергії потоку повітря в потенційну енергію тиску і служить для спрямування потоку повітря під певним кутом на робочі лопатки ротора.

Задній корпус є кільцевим дифузором, в якому відбувається зниження швидкості потоку повітря і підвищення тиску перед входом в камеру згоряння. Він призначений для розміщення задньої опори ТКВТ, випрямного апарату десятого ступеня і випрямного апарату на виході з КВТ.

Декілька лабіринтових кришок утворюють такі порожнини:

- повітряна порожнина за КВТ;
- розвантажувальна порожнина для забезпечення необхідного зусилля на упорний підшипник.

Для стабілізації осьових зусиль, що діють на підшипник, розвантажувальна порожнина сполучена трубами з порожниною перед диском ТВТ. Для забезпечення необхідного температурного режиму масляної порожнини організована порожнина випуску (підтравлювання). Порожнина підпору повітрям з перехідника організована для запобігання викиду оливи в порожнину випуску з масляної порожнини.

Повітря в порожнині випуску В через трубу випуску відводиться в проточну частину ГТД (в районі соплового апарату ТН). Труба призначена для підведення повітря на охолодження робочих лопаток ТВТ.

Для змащування й охолодження підшипника задньої опори олива через фільтр, встановлений в трубі, проходячи через стійку і трубку, потрапляє через оливороздавальний канал на змащування з двох сторін підшипника задньої опори.

Підведення і зливання оливи з масляної порожнини заднього корпусу, а також підведення повітря з перехідника в задній корпус здійснюється через труби, які мають зовнішні теплоізоляційні кожухи для компенсації температурних розширень; кожухи кріпляться до корпусу компресора через сильфони.

Ротор турбокомпресора високого тиску призначений для перетворення механічної енергії, отриманої від ТВТ, в енергію повітряного потоку, що проходить по тракту компресора. Конструктивно ротор ТКВТ об'єднує ротори КВТ і ТВТ. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шліцьове з'єднання, утворене задньою цапфою ротора КВТ і цапфою ротора ТВТ.

Ротор компресора барабанно-дискової конструкції, складається з десяти дисків, лопаток, передньої і задньої цапф та труби.

На передній цапфі ротора встановлена шестерня ручного прокручування ротора ТКВТ, виконана в одній складальній одиниці з кільцеутримувачем під міжвальне контактне ущільнення, що перешкоджає проникненню в масляну порожнину перехідника гарячих газів із турбін. На задній цапфі з сегментів набраний лабіринт, що обмежує надходження повітря в задню розвантажувальну порожнину КВТ.

Робочі лопатки встановлені в пази дисків замковою частиною типу «ластівчин хвіст».

1.3.6 Камера згоряння

Камера згоряння призначена для отримання перед турбіною газу необхідної температури за рахунок тепла, що виділяється при спалюванні в ній

палива, яке безперервно подається в потоці повітря, що надходить з компресора високого тиску. Для зниження швидкості потоку повітря перед жаровими трубами в конструкції передбачено кільцевий двоступінчастий дифузор.

Камера згоряння – протиточна, трубчасто-кільцевого типу. Вона складається з:

- переднього корпусу, виконаного спільно з корпусом КВТ;
- кожуха камери згоряння;
- внутрішнього кожуха;
- шістнадцяти жарових труб, розташованих паралельно осі двигуна в кільцевому просторі між кожухами;
- шістнадцяти змішувачів, закріплених на сопловому апараті ТВТ;
- шістнадцяти одноканальних газових форсунок із пальцем та форсунок.

На корпусі КВТ навпроти кожної жарової труби є бобишки для кріплення форсунок. На вертикальному фланці корпусу КВТ за допомогою шарнірних підвісок кріпиться газовий колектор. Газ по підвідних трубках подається в кожную з 16 жарових труб.

Займання палива в камері згоряння під час запуску двигуна здійснюється від двох запальників, розташованих на кожусі камери згоряння. Кожен запальник забезпечує займання у двох жарових трубах. Перекидання полум'я між жаровими трубами забезпечується через полум'яперепускні патрубки.

На силовому корпусі на двох компенсаторах встановлено два клапани перепуску повітря, які випускають повітря з камери згоряння в атмосферу при запуску двигуна і при обриві ресори ТН (турбіни нагнітача).

Кожух камери згоряння виконаний у вигляді циліндра з фланцями на торцях. На кожусі є місця для кріплення двох запальників, дренажного штуцера, заглушок, бобишок для кріплення обв'язки двигуна. Кожух складається з тонкостінної оболонки і двох фланців. Переднім фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, заднім – спирається на зовнішню стінку дифузора. На оболонці

виконані кишені для проходу труб суфлювання, підведення і зливання оливи з опори, розташованої під камерою згоряння.

Жарові труби є основним компонентом камери згоряння і призначені для здійснення процесу спалювання палива. Жарова труба в головній частині спирається на центрувальний палець подвійної форсунки. У втулки завихрювачів встановлено три ковпачки форсунок. Для забезпечення вільного встановлення форсунок втулки завихрювачів виконані рухомими.

Двома фіксаторами жарові труби кріпляться до козирка корпусу КВТ, що забезпечує незмінне положення торця ковпачка форсунки і завихрювача. Температурне розширення жарової труби компенсується телескопічним з'єднанням кільця зі змішувачем.

Повітря в зону горіння надходить через три завихрювачі та отвори в першому і другому конусах. Зовні стінки жарової труби охолоджуються повітрям, що рухається в міжтрубному просторі. Внутрішнє охолодження стінок жарової труби – плівкове. Повітря для створення плівки надходить у жарову трубу з міжтрубного простору через дрібні отвори на початку кожного конуса. Потрапляючи в порожнину, утворену козирком попереднього конуса і конусом, окремі струмені розмиваються і загальним тонким шаром рухаються вздовж внутрішньої поверхні жарової труби, охолоджуючи стінку.

Клапан перепуску повітря призначений для випускання повітря з камери згоряння в атмосферу:

- в процесі запуску;
- при спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання турбіни нагнітача.

Клапан складається з кришки, поршня, пружини, корпусу, клапана, гайки, гвинтів та прокладки. На неробочому двигуні клапан перепуску повітря відкритий. При виході на режим холостого ходу через збільшення тиску повітря в камері згоряння клапан закривається, забезпечуючи герметичність КС.

При спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання ТН через штуцер у кришці в порожнину над поршнем подається повітря. Поршень переміщається в нижнє положення, відбувається відкриття клапана перепуску повітря, і порожнина КС сполучається з атмосферою.

Запальник призначений для утворення первинного факела, що запалює газ в камері згоряння. Запальник складається з корпусу, форсунки, плазмоструминної свічки та втулки.

Форсунка розташована в центральній частині запальника і призначена для подачі газу в порожнину запальника під час запуску. У корпусі запальника встановлена плазмоструминна свічка, що працює від імпульсного блока живлення. На торці свічки, заглибленому в порожнину запальника, підтримуються періодичні електричні розряди, що викликають утворення плазових струменів, які використовуються для займання пускового газу.

Повітря в порожнину запальника надходить через отвори в нижній частині корпусу. При цьому частина повітря підводиться через вікна в зовнішньому електроді свічки на міжелектродний зазор для отримання плазових струменів. У запальнику газ, поданий форсункою, змішується з повітрям і запалюється плазмоструминною свічкою. Полум'я із запальника викидається в камеру згоряння, запалюючи паливний газ, поданий через форсунки жарових труб.

Форсунки призначені для подачі паливного газу в жарову трубу. Форсунки одноканальні, складаються з корпусу та ковпачків. У ковпачках виконані отвори, призначені для рівномірної подачі паливного газу. На корпусі форсунки з пальцем є штуцер підведення газу, штуцер перекидання газу до форсунки і палець для фіксації жарової труби. Форсунка фланцем встановлюється на форсунку з пальцем.

Змішувач має складну форму, що забезпечує плавний перехід від циліндричного перерізу жарової труби до кільцевого перерізу соплового апарату ТВТ. Із жаровими трубами змішувач зв'язаний телескопічно. У середині змішувача повітря перемішується з гарячими газами, що виходять із жарової

труби, і знижує їхню температуру до заданого рівня. Охолодження змішувача здійснюється тільки зовні повітрям, що рухається в міжтрубному просторі.

1.3.7 Газова турбіна

Турбіна високого тиску (ТВТ) – осьова, одноступінчаста, призначена для привода в обертання компресора високого тиску. Турбіна високого тиску складається з соплового апарату першого ступеня (соплового апарату ТВТ) і ротора ТВТ.

Сопловий апарат першого ступеня призначений для перетворення потенційної енергії газу в кінетичну і подачі газу на робочі лопатки турбіни.

Ротор турбіни високого тиску призначений для перетворення кінетичної енергії газу в механічну роботу з привода ротора КВТ. Ротор ТВТ складається з диска турбіни, охолоджуваних робочих лопаток та цапфи.

Турбіна низького тиску (ТНТ) - осьова, одноступінчаста, призначена для привода в обертання компресора низького тиску. Турбіна низького тиску складається з соплового апарату другого ступеня (соплового апарату ТНТ), ротора ТНТ та опорного вінця ТНТ.

Сопловий апарат другого ступеня призначений для перетворення потенційної енергії газу в кінетичну і подачі газу на робочі лопатки ТНТ. Він складається із зовнішнього корпусу, пакетів лопаток, вставок зі стільниковими ущільненнями та діафрагми. Зовнішній корпус переднім фланцем кріпиться до корпусу соплового апарату ТВТ, заднім - до опорного вінця ТНТ.

Ротор турбіни низького тиску призначений для перетворення кінетичної енергії потоку газу на механічну роботу з привода ротора КНТ. Ротор ТНТ складається з диска, лопаток, закріплених в диску за допомогою ялинкових замків, та вала ТНТ.

Опорний вінець ТНТ призначений для розміщення задньої опори ротора турбіни низького тиску і передньої опори ротора ТН (турбіни нагнітача) та утворює проточну частину між турбіною низького тиску і ТН.

Опорний вінець ТНТ складається з корпусу опорного вінця, стійок, корпусу, сполученого зі стійками призонними болтами, і корпусу підшипника, в якому розташовується корпус опори, що служить задньою опорою ротора ТНТ, а також втулки для розміщення в ній передньої опори ротора ТН.

Олива на змащування й охолодження роликopідшипників подається по трубi підведення оливи, в яку вмонтований масляний фільтр. Через систему отворів в корпусі підшипника вона частково надходить в колектор підведення оливи для охолодження і змащування роликopідшипників, а частково - на масляні демпфери опор роторів ТНТ і ТН. Вільне зливання оливи з масляної порожнини здійснюється по трубi зливання оливи.

Масляна порожнина опорного вінця відсікається від гарячих газів ущільнювальними кришками. Повітря до цих кришок підводиться через трубу підведення повітря. Повітря по трубi подається у внутрішню порожнину між корпусом і корпусом підшипника, де частина повітря йде на підпір передніх ущільнювальних кришок, а інша частина — на підпір задніх ущільнювальних кришок.

Турбіна нагнітача (ТН) - осьова, призначена для привода в обертання вала нагнітача і складається з соплових апаратів третього, четвертого і п'ятого ступенів, ротора ТН та опорного вінця ТН.

Сопловий апарат третього, четвертого, п'ятого ступенів складається з корпусу, пакетів лопаток третього ступеня, пакетів лопаток четвертого ступеня, вставок четвертого ступеня, пакетів лопаток п'ятого ступеня, вставок п'ятого ступеня, ущільнювального кільця третього ступеня і діафрагми четвертого і п'ятого ступенів.

Ротор турбіни нагнітача призначений для перетворення енергії потоку газів на механічну роботу з привода вала нагнітача. Ротор ТН складається з дисків такого типу: третього, четвертого і п'ятого ступенів, робочих лопаток третього, четвертого і п'ятого ступенів, вала і муфти. На диску п'ятого ступеня

кріпиться лабіринт, який спільно з кришкою ОВ (опорного вінця) ТН утворює розвантажувальну порожнину. Диски з валом з'єднуються болтами.

Муфта призначена для передачі крутного моменту з вала турбіни нагнітача на вал нагнітача. Корпус муфти сполучений з валом ТН шліцями. На корпусі муфти встановлений лабіринт, який у поєднанні із задньою кришкою ОВ ТН утворює ущільнення масляної порожнини опорного вінця. На корпусі встановлений збудник датчика обмеження частоти обертання ТН.

Опорний вінець ТН призначений для розміщення задньої опори ротора ТН і утворює проточну частину між ТН і газовідводом.

Опорний вінець складається з корпусу опорного вінця, трьох обтічників, через які проходять труби підведення повітря, вимірювання тиску, зливання оливи, підведення повітря, підведення оливи, та шести стійок. Стійки сполучені з корпусом опорного вінця за допомогою фланців.

На корпусі опорного вінця за допомогою пальців закріплені опори і фіксатор для встановлення двигуна на раму, а також два датчики для обмеження частоти обертання ТН. Для підйому двигуна на корпусі опорного вінця закріплений за допомогою пальців рим (рим-болт/рим-палець).

Масляна порожнина опорного вінця ТН утворюється корпусом підшипників і ущільнювальними кришками. У корпусі підшипників розташовується роликopідшипник, що несе радіальне навантаження, і кулькопідшипник, що сприймає частину осьового навантаження. Для зменшення нагрівання масляної порожнини корпус підшипників покритий теплоізоляційним матеріалом.

Олива на змащування й охолодження підшипників подається через фільтр по трубі підведення оливи і через трійник до колекторів підведення оливи.

З метою компенсації осьового зусилля в опорному вінці передбачена розвантажувальна порожнина. Повітря в розвантажувальну порожнину підводиться по трубах підведення повітря. Частина повітря з розвантажувальної

порожнини йде на підпір передніх і задніх лабіринтових і радіально-торцевих контактних ущільнень.

Зливання оливи з порожнин корпусу підшипників здійснюється через трубу зливання оливи, яка вкручується в корпус підшипників і ущільнюється в ньому прокладкою.

Датчик обмеження частоти обертання турбіни нагнітача призначений для видачі сигналу на зупинку двигуна у разі перевищення максимально допустимої частоти обертання ротора ТН.

1.3.8 Охолодження турбін

На двигуні передбачено охолодження найбільш теплонапружених деталей і складальних одиниць.

Зовнішні корпуси соплових апаратів ТВТ, полиці соплових лопаток і вставки над робочими лопатками охолоджуються вторинним повітрям, яке відбирається з порожнини камери згоряння через отвори. Потрапляючи в порожнину між зовнішніми корпусами і полицями лопаток, корпусом і вставками, повітря охолоджує корпуси і вставки.

Соплові лопатки ТВТ охолоджуються повітрям, що надходить з порожнини камери згоряння через отвори У в зовнішньому корпусі. Охолоджувальне повітря, проходячи в зазор між стінкою лопатки і дефлектором, охолоджує лопатку і виходить в проточну частину двигуна через щілини у вихідній кромці лопатки. Аналогічно охолоджуються соплові лопатки ТНТ, повітря на охолодження яких надходить через отвори в гвинтах.

Охолоджувальне повітря, надходячи через отвори, утворює загороджувальне охолодження вставок ТВТ і полиць робочих лопаток ТВТ. На робочі лопатки відбирається вторинне повітря з порожнини камери згоряння. Невелика частина повітря через лабіринти і нещільності в замкових з'єднаннях йде на охолодження периферійної частини диска і викидається в проточну частину.

Повітря по каналу в прямих трубах, розташованих в задньому корпусі компресора, потрапляє в канали і потім через верхні похилі отвори в диску подається в охолоджувані робочі лопатки ТВТ.

По каналах в зогнутих трубах із заднього корпусу компресора повітря потрапляє в порожнину, звідки через отвори в диску ТВТ повітря надходить в порожнину, охолоджує заднє полотно диска ТВТ, потім через щілину в лабіринтовому ущільненні потрапляє в порожнину і, змішуючись із повітрям, що надходить із порожнини, охолоджує переднє полотно і обід диска ТНТ, після чого витікає в проточну частину.

На охолодження маточини дисків ТВТ і ТНТ йде повітря, що відбирається з-за четвертого ступеня КВТ. Пройшовши через отвори у валу КНТ і отвори в задній цапфі ротора КВТ і ротора ТВТ, повітря потрапляє в порожнину, обтікаючи маточини дисків ТНТ і ТВТ. Через отвори в гребені валу ротора ТНТ повітря потрапляє в порожнину, де воно змішується з повітрям з ОВ, обтікає заднє полотно диска ТНТ, охолоджуючи його, і, пройшовши через зазор, витікає в проточну частину двигуна.

Повітря, що подається по трубі в ОВ ТНТ, забезпечує підпір масляних порожнин, а те, що прорвалося через лабіринти, потрапляє в порожнину. Повітря, яке потрапило в порожнину, обтікає диск третього ступеня і охолоджує його.

Повітря, що подається по трубах ОВ ТН з-за перехідника КНТ, забезпечує наддув розвантажувальної порожнини. Розвантажувальна порожнина організована з метою зниження зусилля на кульковий підшипник.

Підпір передньої кришки ОВ ТН забезпечується з розвантажувальної порожнини, а задньої ГПА-Ц-16С з ОВ через отвір в кришці. Для підтримки постійного перепаду тиску на ущільнювальних кільцях повітря з порожнин і через отвори скидається в порожнину.

1.4 Утилізація теплоти відпрацьованих газів газотурбінних двигунів компресорних станцій

Застосування енергозберігаючих технологій, оснований на використанні котлів-утилізаторів, дає можливість економити природні енергоресурси, а також призводить до зниження собівартості продуктів виробництва (зниження теплових втрат, раціональне використання палива і електроенергії, використання теплоти екзотермічних реакцій, зниження витрат на транспортування потоків та ін.). Це по суті безвідходний теплотехнологічний процес на основі комплексного використання сировинних і енергетичних ресурсів з мінімальними втратами до довкілля.

В даному проєкті розглядається утилізація теплоти газів, що відходять при роботі газотурбінних двигунів компресорної станції. Таке використання теплоти газів, що відходять, як вторинного енергоресурса, в умовах України має важливе значення для паливного комплексу та енергетичної економіки країни в цілому.

На території України експлуатується 72 компресорні станції, які розташовані на магістральних газопроводах. Підвищення тиску природного газу, що транспортується, періодично здійснюється на проміжних компресорних станціях відцентровими нагнітачами. Існує два режими транспортування газу (40 – 55) бар і (55 – 75) бар. У більшості випадків приводом для нагнітачів служать газотурбінні двигуни. На одній компресорній станції зазвичай паралельно працюють декілька ГПА. Взагалі на українських компресорних станціях при повному навантаженні магістрального газопроводу одночасно працює більше 450 газотурбінних двигунів. Під час їх роботи спалюється газоподібне паливо. Для роботи газотурбінних двигунів магістральних газопроводів в якості палива використовують частину природного газу, що транспортується.

Продукти згорання, що відходять після газотурбінних двигунів, мають температуру (370 – 500) °С. Використані газотурбінні двигуни мають різну потужність і, відповідно, різні масові витрати гарячих потоків продуктів згорання, що відходять, від 15 до 100 кг/с. Сумарна механічна потужність на валу

ГПА складає 5,6 млн. кВт. 80% цієї потужності забезпечується роботою газотурбінних двигунів. Сумарна потужність теплових вторинних ресурсів від роботи ГТД оцінюється в 9000 МВт, з яких 5400 МВт доцільно утилізувати.

На КС України використовують як вітчизняні так і зарубіжні газотурбінні двигуни.

Для утилізації теплоти газів, що відходять, встановлюють після газотурбінних двигунів котли-утилізатори, в яких отримують гарячу воду, насичену, перегріту пару або інші гарячі теплоносії. Це один з варіантів використання теплоти газів, що відходять. На рис. 1.6 приведені принципові схеми різних варіантів утилізації теплоти.

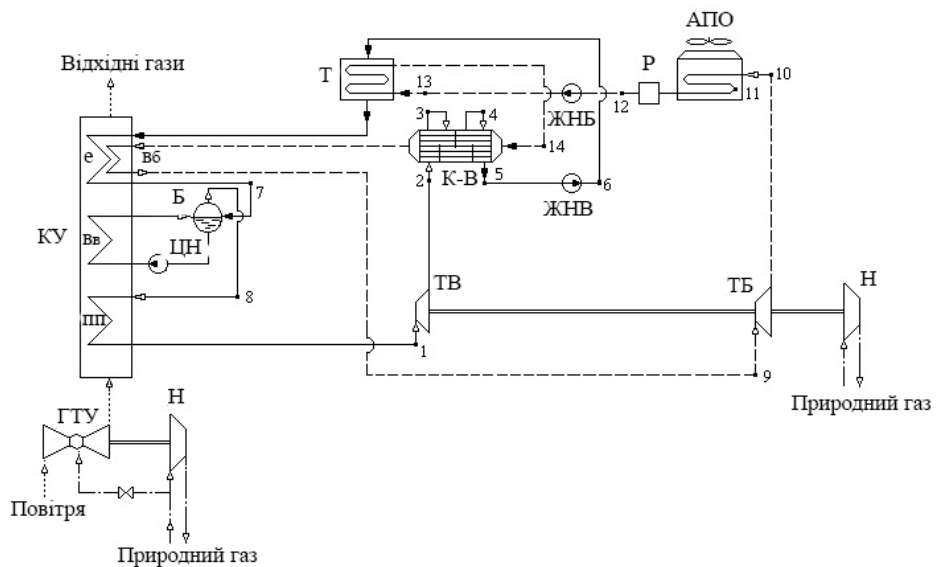
Котли-утилізатори (рис. 1.7) використовують звичайно для зовнішньої утилізації теплоти відхідних газів на різних підприємствах, у тому числі, після ГТД КС. В більшості КУ відсутній пристрій для спалювання палива. Котли-утилізатори, які працюють на відхідних газах з ГТД, відносять до низькотемпературних, у яких температура газів на вході не перевищує 900°C.

Такі КУ поділяють на водотрубні та газотрубні. У водотрубних котлах гарячі гази омивають труби ззовні, а вода і пара рухаються всередині труб. В газотрубних котлах навпаки – гази рухаються всередині труб, а вода і пара омивають їх ззовні.

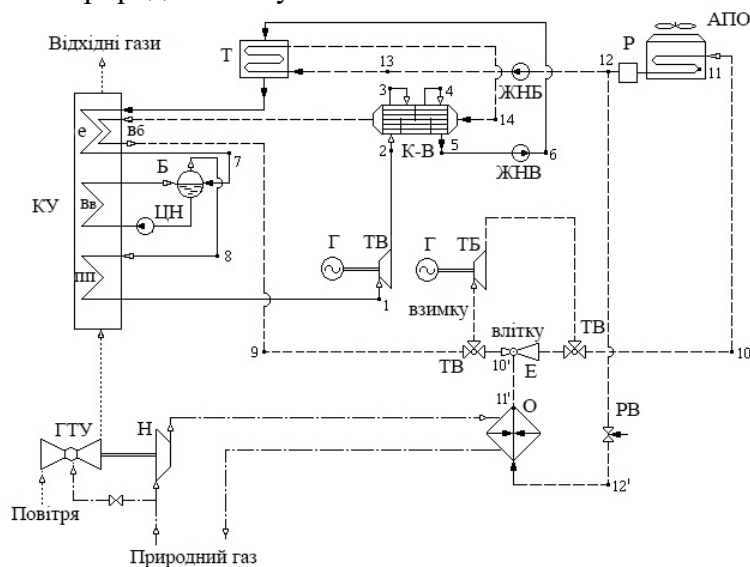
У залежності від організації руху води або пароводяної суміші КУ можуть бути з натуральною або примусовою циркуляцією. В КУ з примусовою циркуляцією спеціальний насос створює необхідний тиск для подолання гідравлічного опору руху води та парової суміші. Усі газотрубні котли відносяться до котлів з натуральною циркуляцією.

Низькотемпературні КУ ГТУ рекомендується виконувати за схемою водотрубного КУ з примусовою циркуляцією.

Для інтенсифікації теплообміну в низькотемпературних КУ доцільно застосування труб діаметром від 25 мм до 35 мм. Труби компонуються в теплообмінні пучки. Доцільне поперечне омивання труб газами.



а) принципова схема установки, яка використовує тепло відхідних газів від одного ГТД КС для приводу нагнітача природного газу



б) принципова схема установки, яка використовує тепло відхідних газів одного ГТД КС для вироблення електроенергії та холоду

ГТУ – газотурбінна установка, Н – нагнітач; КУ – котел-утилізатор: е – економайзер, в – випарний теплообмінник, пп – пароперегрівач, Б – барабан, ЦН – циркуляційний насос; ТВ – турбіна водопропанолова; Г – генератор, Т – теплообмінник; К-В – конденсатор - випарник, ЖНВ – живильний насос водопропаноловий; Р – резервуар, АПО – апарат повітряного охолодження, ЖНБ – живильний насос бутановий; ТБ – турбіна бутанова; ЦВ – циркуляційний насос; ТВ – турбіна водопропанолова; (теплоносій 1-го контуру: водний розчин н-пропанолу 80% ($t_{зам} = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$), 2-го контуру: бутан)

—	- вода (пропанол + вода);
- - -	- бутан;
— · — · —	- природний газ з магістрального газопроводу;
.....	- повітря і продукти згорання

Рисунок 1.6 – Принципові схеми установок, які використовують тепло відхідних газів

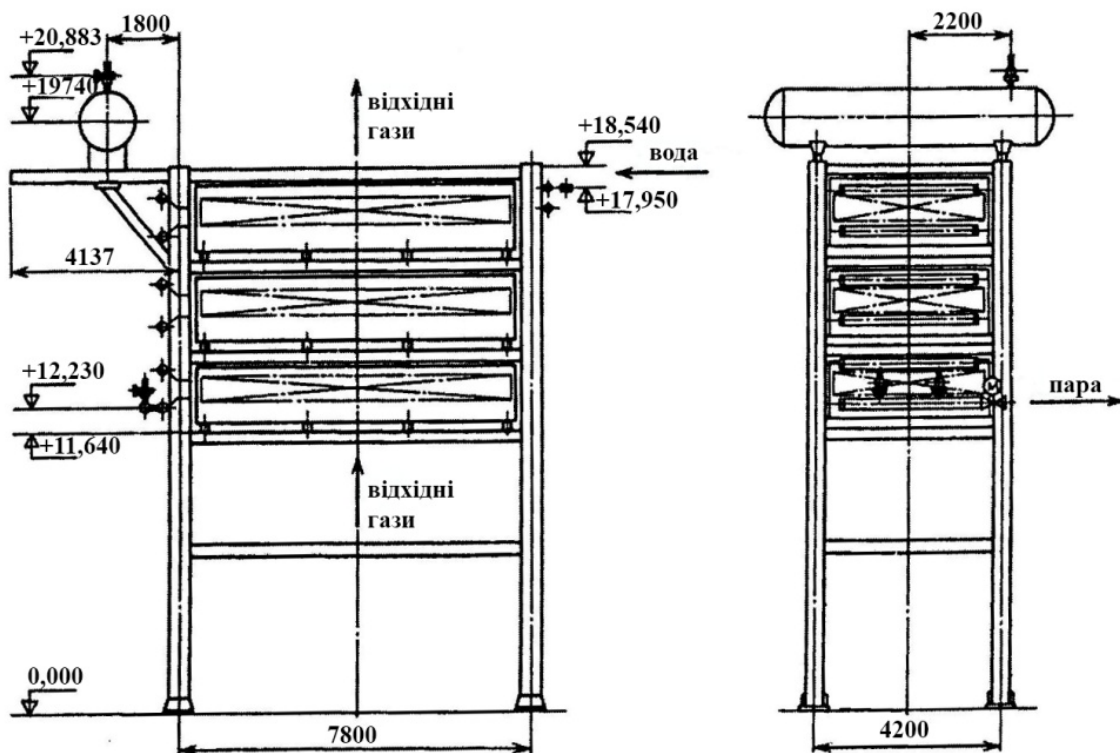


Рисунок 1.7 – Схема котла-утилізатора

В КУ ГТУ можлива інтенсифікація процесу теплообміну за рахунок збільшення швидкості газового потоку, так як після ГТД існує необхідний для подолання опору надлишковий натиск газів.

У загальному випадку теплота газів, що утилізується, може використовуватися у тепличних та рибних господарствах, для отримання холоду, для підігріву нафти в нафтопроводах, для здійснення роботи та ін.

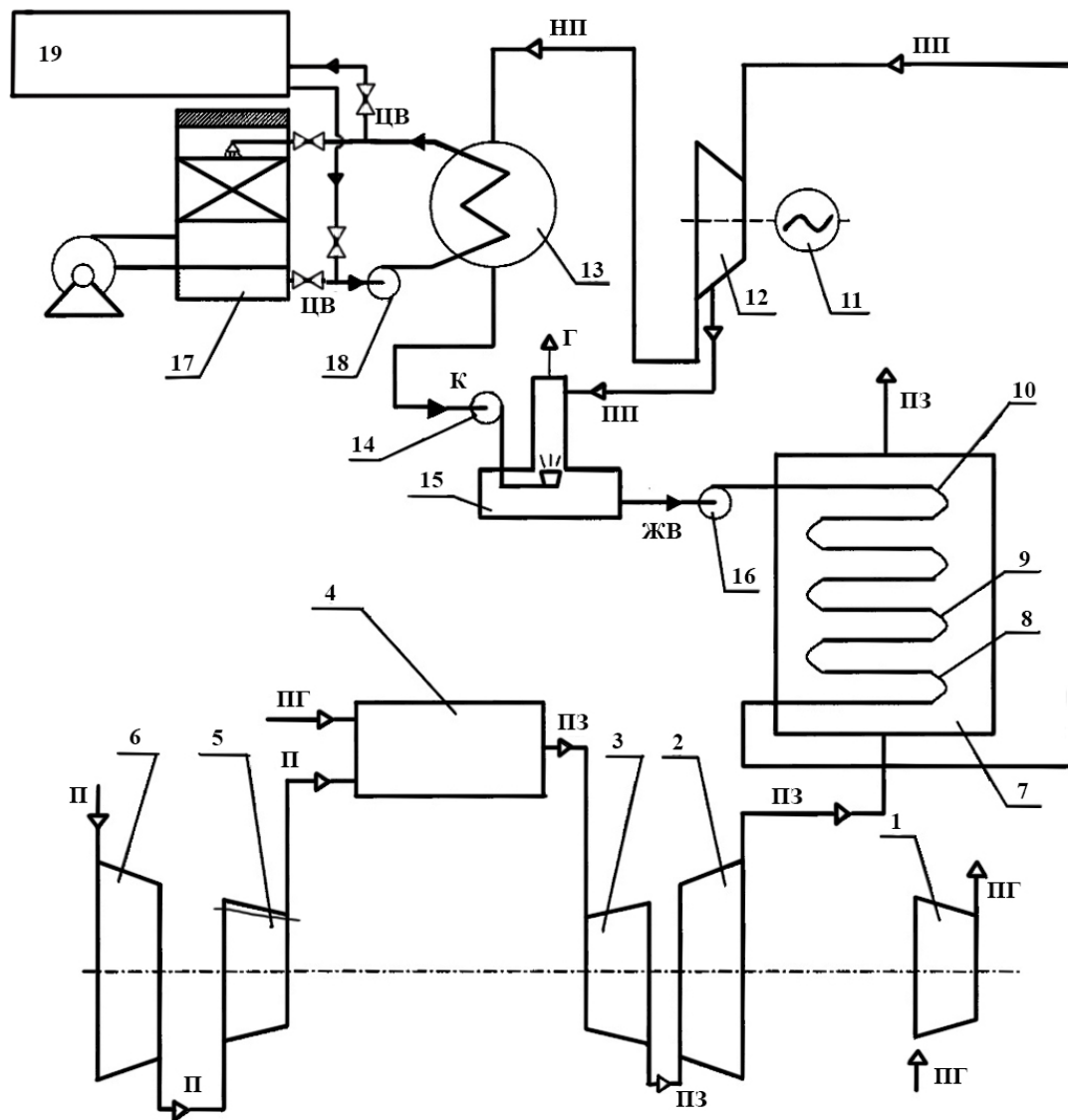
1.5 Тепловикористовуюча установка на компресорній станції для виробництва електроенергії та гарячого водопостачання

Принципова схема газотурбінної установки для вироблення додаткової електроенергії та використання теплоти для опалення тепличного господарства за рахунок вторинних енергоресурсів наведена на рис. 1.8. Це один з варіантів використання теплоти газів, що відходять. У загальному випадку теплота газів, що утилізується, може використовуватися у рибних господарствах, для

отримання холоду, для підігріву нафти в нафтопроводах, для здійснення роботи та ін.

Газотурбінна установка працює наступним чином: в камеру згорання 4 подається паливний газ та повітря з тиском 1,5 – 2,0 МПа. При згоранні газу утворюються продукти згорання з температурою від 1000°C до 1200 °C в залежності від потужності ГТД. Гази з камери згорання надходять на турбіни 3 і 2, які приводять в обертання ступені осьових компресорів 5 і 6 та відцентрового нагнітача природного газу 1. Із ГТД відхідні гази надходять в котел-утилізатор 7 і далі з котла викидаються в атмосферу або направляються в наступний елемент утилізаційної системи. Утилізована теплота газів, що відходять з КУ витрачується на отримання перегрітої пари, яка виходить з пароперегрівача 8.

Енергія пари, в свою чергу, перетворюється в електроенергію за допомогою турбіни 12, яка сполучена з електрогенератором 11. Практично вся витрата пари в стані близькому до насичення або насиченому, після турбіни направляється в конденсатор 13, де повністю конденсується, віддаючи теплоту конденсації циркуляційній воді. Невелика частина перегрітої пари у вигляді відбору із турбіни 12 надходить в ежектори деаератора 15, створюючи в ньому розрядку і підігрівуючи конденсат для виведення із нього розчинених газів, які сприяють корозії металів (O_2 та CO_2). Із деаератора виходить вже не конденсат, а живильна вода. Насос 16 підвищує тиск цієї води до тиску перегрітої пари и подає її в КУ для отримання наступної порції пари. Цикл замикається.



1 – нагнітач природного газу (турбокомпресор); 2 – силова турбіна; 3 – турбіна високого тиску; 4 – камера згорання; 5 – ступінь високого тиску осьового повітряного компресора; 6 – ступінь низького тиску осьового повітряного компресора; 7 – котел - утилізатор; 8 – пароперегрівач; 9 – випарний теплообмінник; 10 – економайзер; 11 – електрогенератор; 12 – парова турбіна; 13 – конденсатор; 14 – конденсатний насос; 15 – деаератор; 16 – живильний насос; 17 – градирня; 18 – циркуляційний насос; 19 – система опалення адміністративних приміщень

Рисунок 1.8 – Принципова схема газотурбінної установки для вироблення додаткової електроенергії та використання теплоти для опалення тепличного господарства за рахунок вторинних енергоресурсів

2 РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

Розглянемо роботу двигуна газоперекачувального агрегату ГПА-16С-Ц1/76-1,44. Перевагами використання ГПА даного типу є висока потужність, високі оберти турбін, надійність та простота у використанні та в обслуговуванні.

Метою теплового розрахунку ГТУ є розрахунок процесу стиснення повітря в осьовому компресорі, розрахунок процесу згорання паливного газу, визначення коефіцієнта надлишку повітря, розрахунок розширення робочого тіла в газовій турбіні, визначення основних техніко-економічних показників ГТУ.

2.1 Методика теплового розрахунку ГТУ

Послідовність розрахунку процесу стиснення повітря в осьовому компресорі (ОК).

Температура на виході ОК

$$T_2' = T_1 + T_1 \cdot \left(\varepsilon_{OK}^{\frac{R_{en}}{C_{pm}}} - 1 \right) / \eta_K , \quad (2.1)$$

де T_1 – температура повітря на вході в ОК;

ε_{OK} – степінь підвищення тиску в ОК;

R_{en} – постійна вологого повітря;

C_{pm} – середня теплоємність вологого повітря в інтервалі температур $T_1 \div T_2'$;

η_K – відносний ККД компресора.

Питома робота ОК

$$H_{OK} = C_{pm} \cdot (T_2' - T_1). \quad (2.2)$$

Розрахунок коефіцієнта надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = \frac{Q_H^p \cdot \eta_{кз} + C_{рмпг} \cdot t_{nз} - C_{pm}'' \cdot t_3}{Lo \cdot (C_{pm}'' \cdot t_3 - C_{pm}' \cdot t_2')}, \quad (2.3)$$

де Q_H^p – нижня масова теплотворність суміші;

$\eta_{кз}$ – ККД камери згорання;

$C_{рмпг}$ – теплоємність паливного газу;

$t_{nз}$ – температура паливного газу;

C_{pm}'' – середня теплоємність чотирьох компонентів N_2, O_2, CO_2, H_2O ;

t_3 – температура газу за камерою згорання;

Lo – теоретично необхідна кількість повітря;

C_{pm}' – теплоємність вологого повітря в інтервалі температур $(0 \div T_2')$.

Розрахунок розширення робочого тіла в газовій турбіні.

Степінь підвищення тиску в газовій турбіні

$$\varepsilon_{ГТ} = \frac{P_2 - \Delta P_{кз}}{P_1 + \Delta P_S}, \quad (2.4)$$

де P_2 – тиск на виході з ОК;

$\Delta P_{кз}$ – втрати тиску в камері згорання;

P_1 – тиск на вході в ГТУ;

ΔP_S – втрати тиску на виході з газової турбіни.

Температура на виході з газової турбіни

$$T_4' = T_3 - T_3 \cdot \left(1 - \varepsilon_{GT}^{\frac{R_{ПЗ}}{C_{pm}''}} \right) \cdot \eta_T , \quad (2.5)$$

де $R_{ПЗ}$ — газова постійна продуктів згорання;

C_{pm}'' — теплоємність робочого тіла в інтервалі температур $(T_3 \div T_4')$;

η_T — ККД турбіни.

Питома робота газової турбіни

$$H_{GT} = C_{pm}'' \cdot (T_3 - T_4') \quad (2.6)$$

Техніко-економічні показники ГТУ:

1) масова витрата робочого тіла в ОК

$$M_{OK} = \frac{Ne}{H_{ET} \cdot \delta_m - H_{EK}} , \quad (2.7)$$

де Ne — ефективна потужність ГТУ;

H_{ET} — питома ефективна робота турбіни;

δ_m — частка робочого тіла, яка відповідає витокам і охолодженню;

H_{EK} — питома ефективна робота ОК;

2) ефективний ККД ГТУ

$$\eta_e = \frac{Ne}{M_{nz} \cdot Q_H^p} , \quad (2.8)$$

де M_{n2} — масова витрата паливного газу;

3) питома витрата паливного газу

$$b = \frac{3600 \cdot M_{n2}}{Ne} ; \quad (2.9)$$

4) питома витрата тепла

$$q = \frac{3600 \cdot M_{n2} \cdot Q_H^p}{Ne} ; \quad (2.10)$$

5) коефіцієнт потужності ГТУ

$$a = 1 - \frac{H_{EK}}{H_{ET} \cdot \delta_m} . \quad (2.11)$$

2.2 Тепловий розрахунок ГТУ

2.2.1 Вихідні дані

Вихідними даними для проведення теплового розрахунку ГТУ є:

- склад газу:

$$r_{CH_4} = 98,7\%,$$

$$r_{C_2H_6} = 0,39\%,$$

$$r_{C_3H_8} = 0,17\%,$$

$$r_{C_4H_{10}} = 0,04\%,$$

$$r_{C_5H_{12}} = 0,01\%,$$

$$r_{CO_2} = 0,02\%,$$

$$r_{N_2} = 0,68\%;$$

- температура навколишнього середовища $t_1 = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура робочого тіла перед турбіною високого тиску $t_3 = 925\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура паливного газу $t_{ПГ} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- ККД компресора $\eta_K = 0,83$;
- ККД газової турбіни $\eta_T = 0,89$;
- ККД камери згорання $\eta_{КЗ} = 0,98$;
- відносна вологість повітря $\psi = 92\%$;
- атмосферний тиск $P_{am} = 98\text{ кПа}$;
- втрати тиску на вході в ГТУ $\Delta P_{ex} = 1,37\text{ кПа}$;
- втрати тиску на виході з газової турбіни $\Delta P_S = 0,76\text{ кПа}$;
- втрати тиску в камері згорання $\Delta P_{КЗ} = 9\text{ кПа}$;
- ступінь підвищення тиску в ОК $\varepsilon_{OK} = 8,2$.

2.2.2 Розрахунок процесу стиснення повітря в осьовому компресорі

Вологість повітря при температурі зовнішнього середовища

$$\chi = \psi \cdot \chi_S, \quad (2.12)$$

де χ_S — абсолютна вологість при повному насиченні за атмосферних умов.

Залежність абсолютної вологості при повному насиченні за атмосферних умов від температури зовнішнього повітря наведено у табл. 2.1.

Шляхом інтерполяції одержано

$$\chi_S = \frac{6,91 - 9,73}{5 - 10} \cdot (9 - 5) + 6,91 = 9,73 \frac{\text{г}}{\text{м}^3}.$$

Таблиця 2.1 - Залежність абсолютної вологості при повному насиченні від температури зовнішнього середовища

Температура повітря, $t_{\text{пов}}, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	30	40
Абсолютна вологість, $\chi_s, \frac{\text{г}}{\text{м}^3}$	6,91	9,73	13,50	18,50	33,70	58,50

Тоді за (2.12)

$$\chi = 0,92 \cdot 9,73 = 8,9516 \frac{\text{г}}{\text{м}^3}.$$

Густина сухого повітря

$$\rho_{\text{с.п}} = \frac{P_{\text{ат}}}{R \cdot T_1}, \quad (2.13)$$

де R – газова стала повітря, $R = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$$\rho_{\text{с.п}} = \frac{98000}{287,1 \cdot (9 + 273,15)} = 1,21 \frac{\text{кг}^3}{\text{м}}.$$

Масові частки сухого повітря $g_{\text{нов}}$ та вологи $g_{\text{вод.пару}}$

$$g_{\text{нов}} = \frac{\rho_{\text{с.п}}}{\rho_{\text{с.п}} + \chi \cdot 10^{-3}}, \quad (2.14)$$

$$g_{\text{вод.пару}} = \frac{\chi \cdot 10^{-3}}{\rho_{\text{с.п}} + \chi \cdot 10^{-3}}, \quad (2.15)$$

$$g_{нов} = \frac{1,21}{1,21 + 8,9516 \cdot 10^{-3}} = 0,993,$$

$$g_{вод.пары} = \frac{8,9516 \cdot 10^{-3}}{1,21 + 8,9516 \cdot 10^{-3}} = 0,007.$$

Молярна маса вологого повітря

$$\mu_{вол.п} = \frac{1}{\frac{g_{нов}}{\mu_{с.п}} + \frac{g_{вод.пары}}{\mu_{вол}}}, \quad (2.16)$$

де $\mu_{с.п}$ —молекулярна маса повітря;

$\mu_{вол}$ —молекулярна маса вологи;

$$\mu_{вол.п} = \frac{1}{\frac{0,993}{28,96} + \frac{0,007}{18,016}} = 28,84 \frac{кг}{кмоль}.$$

Стала вологого повітря

$$R_{вол.п} = \frac{8314}{\mu_{вол.п}}, \quad (2.17)$$

$$R_{вол.п} = \frac{8314}{28,84} = 288,28 \frac{Дж}{кг \cdot К}.$$

Для визначення температури на виході ОК в першому наближенні прифнято теплоємність вологого повітря $C_{pt} = 1000 \frac{Дж}{кг \cdot К}$.

Температура на виході ОКз а формулою (2.1)

$$T_2' = 273,15 + 273,15 \cdot \left(8,2^{\frac{288,28}{1000}} - 1\right) / 0,81 = 554,44 \text{ K}.$$

Уточнена теплоємність вологого повітря в інтервалі температур $t_1 \div t_2'$

$$C_{pm} = C_{pm1} \cdot g_{нов} + C_{pm2} \cdot g_{вод.пару} \quad (2.18)$$

де C_{pm1} – теплоємність сухого повітря в інтервалі температур $t_1 \div t_2'$;

C_{pm2} – теплоємність води в інтервалі температур $t_1 \div t_2'$.

Середня теплоємність

$$C_{pm1} = a_1 + b_1 \cdot (t_1 + t_2') + c_1 \cdot (t_1^2 + t_1 \cdot t_2' + t_2'^2), \quad (2.19)$$

де a_1, b_1, c_1 – коефіцієнти, що визначаються за трьома значеннями теплоємностей і відповідних їм температур.

Температури обрано таким чином, щоб різниця між ними була однаковою, і температури t_1, t_2' були в цих межах. Отже, температури 0, 200, 400 °С, відповідно теплоємності рівні 1003,58, 1011,53, 1028,28 Дж/(кг·К).

Коефіцієнти a_1, b_1, c_1

$$c_1 = \frac{1003,58 - 2 \cdot 1011,53 + 1028,28}{2 \cdot (0 - 200)^2} = 1,1 \cdot 10^{-4},$$

$$b_1 = \frac{1003,58 - 1011,53}{0 - 200} - 1,1 \cdot 10^4 \cdot (0 + 200) = 1,775 \cdot 10^{-2},$$

$$a_1 = 1011,53 - 1,775 \cdot 10^{-2} \cdot 200 - 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot 200^2 = 1003,58.$$

Згідно формули (2.19)

$$C_{pm1} = 1003,58 + 4,775 \cdot 10^{-2} \cdot (9 + 288,62) + 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot (9^2 + 9 \cdot 288,62 + 288,62^2) = 1026,76 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплоємність вологи в інтервалі температур $t_1 \div t_2'$ визначається аналогічним чином, при цьому теплоємності для тих самих температур відповідно рівні 1859,36, 1893,69, 1947,7.

$$C_{pm2} = a_2 + b_2 \cdot (t_1 + t_2') + c_2 \cdot (t_1^2 + t_1 \cdot t_2' + t_2'^2), \quad (2.20)$$

Коефіцієнти a_2, b_2, c_2 рівні

$$c_2 = \frac{1859,36 - 2 \cdot 1893,69 + 1947,7}{2 \cdot (0 - 200)^2} = 2,46 \cdot 10^{-4},$$

$$b_2 = \frac{1859,36 - 1893,69}{0 - 200} - 2,46 \cdot 10^4 \cdot (0 + 200) = 0,1225,$$

$$a_2 = 1893,69 - 0,1225 \cdot 200 - 2,46 \cdot 10^{-4} \cdot 200^2 = 1859,35.$$

Згідно формули (2.20)

$$C_{pm2} = 1859,35 + 0,1225 \cdot (9 + 288,62) + 2,46 \cdot 10^{-4} \cdot (9^2 + 9 \cdot 288,62 + 288,62^2) = 1915,78 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплоємність вологого повітря за формулою (2.18)

$$C_{pm} = 1026,76 \cdot 0,996 + 1915,78 \cdot 0,004 = 1030,31 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Температура на виході компресора

$$T_2' = 273,15 + 273,15 \cdot \left(8,2^{\frac{288,28}{1030,31}} - 1 \right) / 0,81 = 543,5 \text{ К}.$$

Питома робота ОК за формулою (2.2)

$$H_{OK} = 1030,31 \cdot (543,5 - 273,15) = 275844,31 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

2.2.3 Розрахунок процесу згорання паливного газу

Молярну масу паливного газу

$$\mu_{nz} = \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot r_i, \quad (2.21)$$

де μ_i — молекулярна маса i -го компонента;

r_i — об'ємна частка i -го компонента.

$$\begin{aligned} \mu_{nz} = & 0,987 \cdot 16,043 + 0,0039 \cdot 30,07 + 0,0017 \cdot 44,097 + \\ & + 0,0004 \cdot 58,124 + 0,0001 \cdot 72,151 = 16,06 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}. \end{aligned}$$

Кількість молей кисню, вуглекислого газу та води, які необхідні для повного згорання 1 моля паливного газу

$$V_{O_2} = 2 \cdot r_{CH_4} + 3.5 \cdot r_{C_2H_6} + 5 \cdot r_{C_3H_8} + 6.5 \cdot r_{C_4H_{10}} + 8 \cdot r_{C_5H_{12}},$$

$$V_{CO_2} = r_{CH_4} + 2 \cdot r_{C_2H_6} + 3 \cdot r_{C_3H_8} + 4 \cdot r_{C_4H_{10}} + 5 \cdot r_{C_5H_{12}}, \quad (2.22)$$

$$V_{H_2O} = 2 \cdot r_{CH_4} + 3 \cdot r_{C_2H_6} + 4 \cdot r_{C_3H_8} + 5 \cdot r_{C_4H_{10}} + 6 \cdot r_{C_5H_{12}}.$$

$$\begin{aligned} V_{O_2} &= 2 \cdot 0,987 + 3,5 \cdot 0,0039 + 5 \cdot 0,0017 + 6,5 \cdot 0,0004 + 8 \cdot 0,0001 \\ &= 2,000 \frac{\text{молів } O_2}{\text{мольн. г}}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{CO_2} &= 0,987 + 2 \cdot 0,0039 + 3 \cdot 0,0017 + 4 \cdot 0,0004 + 5 \cdot 0,0001 \\ &= 1,002 \frac{\text{молів } CO_2}{\text{мольн. г}}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= 2 \cdot 0,987 + 3 \cdot 0,0039 + 4 \cdot 0,0017 + 5 \cdot 0,0004 + 6 \cdot 0,0001 \\ &= 1,995 \frac{\text{молів } H_2O}{\text{мольн. г}}. \end{aligned}$$

Масову кількість кисню, вуглекислого газу та води в продуктах згорання

$$m_i = V_i \cdot \frac{\mu_i}{\mu_{n.г}}, \quad (2.23)$$

$$m_{O_2} = 2,000 \cdot \frac{32}{16,06} = 3,99 \frac{\text{кг } O_2}{\text{кгн. г}},$$

$$m_{CO_2} = 1,002 \cdot \frac{44,011}{16,06} = 2,746 \frac{\text{кг } CO_2}{\text{кгн. г}},$$

$$m_{H_2O} = 1,995 \cdot \frac{18,016}{16,06} = 2,238 \frac{\text{кг } H_2O}{\text{кг п.г.}}$$

Теоретично необхідна кількість повітря

$$L_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{0.2315}, \quad (2.24)$$

$$L_{O_2} = \frac{3,99}{0,2315} = 17,235 \frac{\text{кг пов.}}{\text{кг п. г.}}$$

2.2.4 Розрахунок коефіцієнта надлишку повітря

Теплоємність вологого повітря в інтервалі температур $0 \div t_2'$ за формулою (2.19). Для теплоємностей C_{pm1} та C_{pm2} коефіцієнти є такими самими

$$C_{pm1} = 1003,58 + 4,775 \cdot 10^{-2} \cdot (9 + 288,62) + 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot (9^2 + 9 \cdot 288,62 + 288,62^2) = 1026,76 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$C_{pm2} = 1859,35 + 0,1225 \cdot (9 + 288,62) + 2,46 \cdot 10^{-4} \cdot (9^2 + 9 \cdot 288,62 + 288,62^2) = 1915,78 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплоємність вологого повітря за формулою (2.18)

$$C'_{pm} = 1026,76 \cdot 0,996 + 1915,78 \cdot 0,004 = 1099,28 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Середня теплоємність чотирьох компонентів (N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O) в інтервалі температур $0 \div t_3$

$$C_{pm}'' = C_{pm1} \cdot g_{N_2} + C_{pm2} \cdot g_{O_2} + C_{pm3} \cdot g_{CO_2} + C_{pm4} \cdot g_{H_2O}, \quad (2.25)$$

де $g_{N_2}, g_{O_2}, g_{CO_2}, g_{H_2O}$ – масові частки азоту, кисню, вуглекислого газу, води;

$C_{pm1}, C_{pm2}, C_{pm3}, C_{pm4}$ – відповідно середня теплоємність азоту, кисню, вуглекислого газу, води в інтервалі температур $0 \div t_3$.

$$C_{pm1} = a_1 + b_1 \cdot t_3 + c_1 \cdot t_3^2, \quad (2.26)$$

$$C_{pm2} = a_2 + b_2 \cdot t_3 + c_2 \cdot t_3^2, \quad (2.27)$$

$$C_{pm3} = a_3 + b_3 \cdot t_3 + c_3 \cdot t_3^2, \quad (2.28)$$

$$C_{pm4} = a_4 + b_4 \cdot t_3 + c_4 \cdot t_3^2. \quad (2.29)$$

Для визначення цих теплоємностей обрано температури 0, 400, 800 °C і середні теплоємності N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O .

Так, теплоємності азоту при цих температурах відповідно дорівнюють 1039,16, 1056,75, 1097,78 Дж/(кг·K).

Коефіцієнти a_1, b_1, c_1

$$c_1 = \frac{1039,16 - 2 \cdot 1056,75 + 1097,78}{2 \cdot (0 - 400)^2} = 7,325 \cdot 10^{-5},$$

$$b_1 = \frac{1039,16 - 1056,75}{0 - 400} - 7,325 \cdot 10^{-5} \cdot (0 + 400) = 1,468 \cdot 10^{-2},$$

$$a_1 = 1039,16 - 1,468 \cdot 10^{-2} \cdot 0 - 7,325 \cdot 10^{-5} \cdot 0^2 = 1039,16.$$

Згідно формули (2.26)

$$C_{pm1} = 1039,16 + 1,468 \cdot 10^{-2} \cdot 925 + 7,325 \cdot 10^{-5} \cdot 925^2 = 1115,413 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплоємності кисню при температурах 0, 400, 800 °С відповідно рівні 913,98, 965,06, 1016,14 Дж/(кг·К).

Коефіцієнти a_2, b_2, c_2

$$c_2 = \frac{913,98 - 2 \cdot 965,06 + 1016,14}{2 \cdot (0 - 400)^2} = 0,$$

$$b_2 = \frac{913,98 - 965,06}{0 - 400} - 0 \cdot (0 + 400) = 0,1277,$$

$$a_2 = 913,98 - 0,1277 \cdot 0 = 913,98.$$

Згідно формули (2.27)

$$C_{pm2} = 913,98 + 0,1277 \cdot 925 = 1032,102 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплоємності вуглекислого газу при температурах 0, 400, 800 °С відповідно рівні 810,56, 986,83, 1089,41 Дж/(кг·К).

Коефіцієнти a_3, b_3, c_3

$$c_3 = \frac{810,56 - 2 \cdot 986,83 + 1089,41}{2 \cdot (0 - 400)^2} = -2,303 \cdot 10^{-4},$$

$$b_3 = \frac{810,56 - 986,83}{0 - 400} - (-2,303 \cdot 10^{-4}) \cdot (0 + 400) = 0,533,$$

$$a_3 = 810,56 - 0,533 \cdot 0 - (-2,303 \cdot 10^{-4}) \cdot 0^2 = 810,56.$$

Згідно формули (2.28)

$$C_{pm3} = 810,56 + 0,533 \cdot 925 - 2,303 \cdot 10^{-4} \cdot 925^2 = 1303,585 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплоємності води при температурах 0, 400, 800 відповідно рівні 1859,36, 1947,7, 2075,4 Дж/(кг·К).

Коефіцієнти a_4, b_4, c_4

$$c_4 = \frac{1859,36 - 2 \cdot 1947,7 + 2075,4}{2 \cdot (0 - 400)^2} = 1,23 \cdot 10^{-4},$$

$$b_4 = \frac{1859,36 - 1947,7}{0 - 400} - 1,23 \cdot 10^{-4} \cdot (0 + 400) = 0,172,$$

$$a_4 = 1859,36 - 0,172 \cdot 0 - 1,23 \cdot 10^{-4} \cdot 0^2 = 1859,36.$$

Згідно формули (2.29)

$$C_{pm4} = 1859,36 + 0,172 \cdot 925 + 1,23 \cdot 10^{-4} \cdot 925^2 = 2123,7 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

В першому наближенні коефіцієнт надлишку повітря за формулою (2.3), попередньо прийнявши $C_{\text{рмпп}} = 2500 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ та $C_{\text{pm}}'' = 1100 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

$$\alpha = \frac{35773,57 \cdot 10^3 \cdot 0,98 + 2500 \cdot 30 - 1100 \cdot 925}{17,192 \cdot (1100 \cdot 925 - 1099,07 \cdot 277,78)} = 2,712 .$$

Маса азоту на 1 кг паливного газу

$$M_{N_2} = 0,7685 \cdot \alpha \cdot L_o, \quad (2.30)$$

$$M_{N_2} = 0,7685 \cdot 2,712 \cdot 17,192 = 35,831 \frac{\text{кг} N_2}{\text{кг п. г.}}$$

Маса кисню на 1 кг паливного газу

$$M_{O_2} = 0,2315 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_o, \quad (2.31)$$

$$M_{O_2} = 0,2315 \cdot (2,712 - 1) \cdot 17,192 = 6,813 \frac{\text{кг} O_2}{\text{кг п. г.}}$$

Маса продуктів згорання

$$M_{\text{ПЗ}} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}, \quad (2.32)$$

$$M_{\text{ПЗ}} = 2,745 + 2,232 + 35,831 + 6,813 = 47,62 \text{ кг.}$$

Масові частки N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O

$$g_i = \frac{M_i}{M_{\text{ПЗ}}}, \quad (2.33)$$

$$g_{\text{CO}_2} = \frac{2,745}{47,62} = 0,057,$$

$$g_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2,232}{47,62} = 0,046,$$

$$g_{\text{N}_2} = \frac{35,831}{47,62} = 0,75,$$

$$g_{\text{O}_2} = \frac{6,813}{47,62} = 0,143.$$

Середня теплоємність продуктів згорання за формулою (2.25)

$$C_{\text{пр}}'' = 1115,413 \cdot 0,75 + 1032,102 \cdot 0,143 + 1303,585 \cdot 0,057 + \\ + 2123,7 \cdot 0,046 = 1156,144 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт надлишку повітря у другому наближенні з врахуванням отриманої теплоємності продуктів згорання

$$\alpha = \frac{35773,57 \cdot 10^3 \cdot 0,98 + 2500 \cdot 30 - 1156,144 \cdot 925}{17,192 \cdot (1156,144 \cdot 925 - 1099,28 \cdot 277,78)} = 2,593 .$$

2.2.5 Розрахунок розширення робочого тіла в газовій турбіні

Тиск повітря на виході з ОК

$$P_2 = \varepsilon_{OK} \cdot (P_1 - \Delta P_a), \quad (2.34)$$

де P_1 — тиск на вході в ОК;

ΔP_a — втрати тиску на вході в ОК.

$$P_2 = 8,2 \cdot (98000 - 750) = 797368 \text{ Па}.$$

Степінь підвищення тиску в газовій турбіні за формулою (2.4)

$$\varepsilon_{GT} = \frac{797368 - 9000}{98000 + 760} = 7,982.$$

Молекулярна маса продуктів згорання

$$\mu_{ПЗ} = \left(\frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{g_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}} + \frac{g_{O_2}}{\mu_{O_2}} \right)^{-1}, \quad (2.35)$$

$$\mu_{ПЗ} = \left(\frac{0,057}{44,011} + \frac{0,046}{18,016} + \frac{0,75}{28,016} + \frac{0,143}{32} \right)^{-1} = 28,50 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Газову стала продуктів згорання

$$R_{ПЗ} = \frac{8314}{\mu_{ПЗ}}, \quad (2.36)$$

$$R_{ПЗ} = \frac{8314}{28,50} = 291,71 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

В першому наближенні значення температури на виході газової турбіни (ГТ) за формулою (2.5), при цьому прийнято теплоємність робочого тіла в інтервалі температур $(T_3 \div T_4')$ $C_{pm}'' = 1000 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$T_4' = 1198.15 - 1198.15 \cdot \left(1 - 7.982^{-\frac{291.71}{1000}}\right) \cdot 0.89 = 713.55 \text{ K}.$$

Теплоємність робочого тіла в інтервалі температур $(T_3 \div T_4')$

$$C_{pm}'' = C_{pm1} \cdot g_{N_2} + C_{pm2} \cdot g_{O_2} + C_{pm3} \cdot g_{CO_2} + C_{pm4} \cdot g_{H_2O}, \quad (2.37)$$

де

$$C_{pm1} = a_1 + b_1 \cdot (t_3 + t_4') + c_1 \cdot (t_3^2 + t_3 \cdot t_4' + t_4'^2),$$

$$C_{pm2} = a_2 + b_2 \cdot (t_3 + t_4') + c_2 \cdot (t_3^2 + t_3 \cdot t_4' + t_4'^2),$$

(2.38)

$$C_{pm3} = a_3 + b_3 \cdot (t_3 + t_4') + c_3 \cdot (t_3^2 + t_3 \cdot t_4' + t_4'^2),$$

$$C_{pm4} = a_4 + b_4 \cdot (t_3 + t_4') + c_4 \cdot (t_3^2 + t_3 \cdot t_4' + t_4'^2).$$

Коефіцієнти в цих рівняннях визначено по вище вказаній методиці.

$$1) \quad a_1 = 1030,11, \quad b_1 = 4,8148 \cdot 10^{-2}, \quad c_1 = 4,7102 \cdot 10^{-5};$$

$$2) \quad a_2 = 901,156, \quad b_2 = 1,1738, \quad c_1 = -3,6635 \cdot 10^{-5};$$

$$3) \quad a_3 = 832,4927, \quad b_3 = 0,45, \quad c_3 = -1,622 \cdot 10^{-4};$$

$$4) \quad a_4 = 2024,684, \quad b_4 = -0,3894, \quad c_4 = 5,9138 \cdot 10^{-4}.$$

Отже,

$$C_{pm1} = 1030,11 + 4,8148 \cdot 10^{-2} \cdot (925 + 440,4) + 4,7102 \cdot 10^{-5} \cdot (925^2 + 925 \cdot 440,4 + 440,4^2) = 1164,47 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

$$C_{pm2} = 901,156 + 0,1738 \cdot (925 + 440,4) - 3,6635 \cdot 10^{-5} \cdot (925^2 + 925 \cdot 440,4 + 440,4^2) = 1085,08 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

$$C_{pm3} = 932,4927 + 0,45 \cdot (925 + 440,4) - 1,622 \cdot 10^{-4} \cdot (925^2 + 925 \cdot 440,4 + 440,4^2) = 1310,605 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

$$C_{pm4} = 2024,684 - 0,3894 \cdot (925 + 440,4) + 5,9138 \cdot 10^{-4} \cdot (925^2 + 925 \cdot 440,4 + 440,4^2) = 631,388 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплоємність робочого тіла в інтервалі температур $(T_3 \div T_4')$ за формулою (2.37)

$$C_{pm}'' = 1164,47 \cdot 0,75 + 1085,08 \cdot 0,143 + 1310,605 \cdot 0,057 + 631,388 \cdot 0,046 = 1132,26 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Уточнене значення температури на виході ГТ за формулою (2.5), при цьому ставимо уточнену теплоємність робочого тіла в інтервалі температур $(T_3 \div T_4')$

$$T_4' = 1198,15 - 1198,15 \cdot \left(1 - 7,982^{-\frac{291,71}{1132,26}}\right) \cdot 0,89 = 756,22 \text{ К.}$$

Питома робота газової турбіни за формулою (2.6)

$$H_{GT} = 1132,26 \cdot (1198,15 - 756,22) = 500379 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

2.2.6 Розрахунок основних техніко-економічних показників ГТУ

Ефективна потужність

$$N_e = 13820 \text{ кВт.}$$

Питома ефективна робота турбіни

$$H_{ET} = H_{GT} \cdot \eta_{mt}, \quad (2.39)$$

де η_{mt} – механічний ККД ГТ, $\eta_{mt} = 0,98$.

$$H_{ET} = 500379 \cdot 0,98 = 490371,4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Питома ефективна робота ОК

$$H_{EK} = \frac{H_{OK}}{\eta_{mk}}, \quad (2.40)$$

де η_{mk} – механічний ККД ГТ, $\eta_{mk} = 0,98$.

$$H_{EK} = \frac{286199,51}{0,98} = 292040,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата робочого тіла в осьовому компресорі при $\delta_m = 1$ за формулою (2.7)

$$M_{OK} = \frac{13820 \cdot 10^3}{500379 \cdot 1 - 292040,3} = 66,33 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата паливного газу

$$M_{П.Г} = \frac{M_{OK} \cdot \delta_m}{\alpha \cdot L_o + 1}, \quad (2.41)$$

$$M_{П.Г} = \frac{66,33 \cdot 1}{2,593 \cdot 17,192 + 1} = 1,46 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Ефективний ККД ГТУ за формулою (2.8):

$$\eta_e = \frac{13820 \cdot 10^3}{1,46 \cdot 35773 \cdot 10^3} = 0,2646 = 26,46\%.$$

Питома витрата паливного газу за формулою (2.9)

$$b = \frac{3600 \cdot 1,46}{13820} = 0,380 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Питома витрата тепла за формулою (2.10)

$$q = \frac{3600 \cdot 1,46 \cdot 35773}{13820} = 13605 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Коефіцієнт потужності ГТУ а формулою (2.11)

$$\alpha = 1 - \frac{292040,3}{490371,4 \cdot 1} = 0,595.$$

Тепловий розрахунок ГПА дав змогу наявно побачити технологічні процеси, що відбуваються в двигуні ГПА. Температурні процеси при проходженні робочого тіла починаючи від всмоктування, змішування з повітрям під тиском в камері згоряння – і ці процеси ми мали змогу дослідити в температурному відношенні. Також розраховано для заданих умов потреба в паливному газі ГПА та тепловий ККД двигуна, що складає 27,46 %. Різниця з зазначеними паспортними даними свідчить про те що двигун працює не в номінальному режимі, тому значення ККД є нижчим.

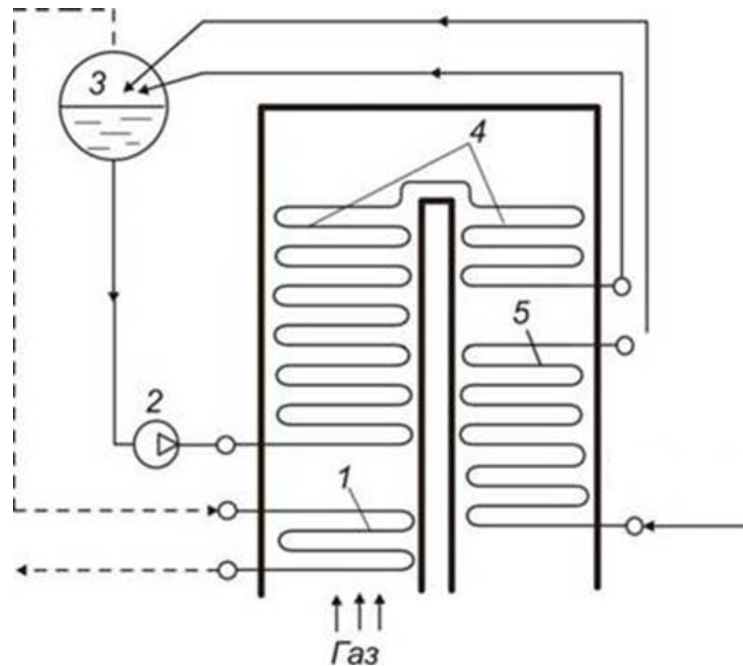
2.3 Тепловий розрахунок котла-утилізатора для виробництва перегрітої пари

Котли-утилізатори - це теплообмінні апарати, які генерують пару або гарячу воду за рахунок теплоти відпрацьованих газів (в даній роботі, після газотурбінних двигунів). Вони не мають власного пальника, а утилізують енергію, яка інакше просто викидалася б в атмосферу.

Основними конструктивними елементами КУ є економайзер, випарник і пароперегрівач. Кожна з цих конструктивних частин виконує свою функцію у процесі утилізації теплоти та виробництва пари.

Економайзер - це перша стадія підігріву. Тут холодна живильна вода нагрівається за рахунок залишків тепла димових газів майже до температури кипіння, перш ніж потрапити у випарний контур. Це значно підвищує загальний ККД котла.

Випарник (випарна частина) - це основний вузол, де підготовлена в економайзері вода перетворюється на пару. Гарячі гази нагрівають труби випарника, вода всередині них закипає, і утворюється насичена пара.



1 – пароперегрівач; 2 – циркуляційний насос; 3 – барабан; 4 – випарні теплообмінники; 5 – економайзер

Рисунок 2.1 – Принципова схема розташування теплообмінників в котлі-утилізаторі

Пароперегрівач - це остання стадія нагріву. Сюди надходить суха насичена пара з випарника. Відпрацьовані гази після ГТД найвищої температури (на вході в котел) додатково нагрівають цю пару вище температури кипіння. Перегріта пара високого тиску має максимальну енергію і спрямовується на парову турбіну для вироблення електроенергії або на технологічні потреби компресорної станції.

Проведено розрахунок котла, який утилізує теплоту відпрацьованих газів ГТД. Енергетичним продуктом КУ є перегріта водяна пара, яка використовується для вироблення електроенергії та, в подальшому, для опалення тепличного господарства або на власні потреби КС.

Параметри, що визначено:

1) ентальпія ПЗ на вході в КУ $H'_{ку}$;

- 2) ентальпія ПЗ на виході з КУ $H''_{\text{КУ}}$;
- 3) кількість теплоти, яка передана ПЗ робочому теплоносію в КУ і в навколишнє середовище внаслідок втрат $Q_{\text{Г}}$;
- 4) коефіцієнт збереження теплоти в КУ φ ;
- 5) кількість теплоти, що сприйнята робочим теплоносієм $Q_{\text{РС}}$;
- 6) ентальпія робочого теплоносія (перегрітої пари) на виході з КУ $h'_{\text{КУ}}$;
- 7) ентальпія робочого теплоносія (конденсату) на вході в КУ $h''_{\text{КУ}}$;
- 8) температура конденсату $t'_{\text{КУ}} = t'_{\text{ЕК}}$;
- 9) ентальпія насиченої пари $h_{\text{НП}}$;
- 10) ентальпія киплячої води $h_{\text{НВ}}$;
- 11) кількість теплоти, яка необхідна для підігріву конденсату від температури на вході в КУ до температури кипіння (економайзерний підігрів) $Q_{\text{ЕК}}$;
- 12) кількість теплоти, яка необхідна для пароутворення робочого теплоносія у випарних теплообмінниках $Q_{\text{ВИП}}$;
- 13) кількість теплоти, яка необхідна для отримання перегрітої пари з насиченої $Q_{\text{ПП}}$;
- 14) ентальпія газів після пароперегрівача, який розташований першим по ходу газового потоку $H''_{\text{ПП}}$;
- 15) ентальпія газів після випарного теплообмінника – другого теплообмінника по ходу газового потоку $H''_{\text{ВИП}}$;
- 16) температура ПЗ після пароперегрівача $\vartheta''_{\text{ПП}}$;
- 17) температура ПЗ після випарного теплообмінника $\vartheta''_{\text{ВИП}}$.

На рис. 2.2 показаний розподіл температур і ентальпій потоків між теплообмінниками котла-утилізатора.

$$t'_{\text{кв}} = t'_{\text{ек}} = 57 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h'_{\text{кв}} = h'_{\text{ек}} = 239,8$$

$$\text{кДж/кг}$$

$$t''_{\text{ек}} = t_{\text{н}} = t'_{\text{вип}} = 204 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h''_{\text{ек}} = h_{\text{нв}} = h'_{\text{вип}} = 871,6$$

$$\text{кДж/кг}$$

$$t''_{\text{вип}} = t_{\text{н}} = t'_{\text{пп}} = 204 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h''_{\text{вип}} = h_{\text{пп}} = h'_{\text{пп}} = 2795$$

$$\text{кДж/кг}$$

$$t''_{\text{пп}} = t''_{\text{кв}} = 332 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h''_{\text{пп}} = h''_{\text{кв}} = 3098,6$$

$$\text{кДж/кг}$$

$$\vartheta''_{\text{ек}} = \vartheta''_{\text{кв}} = 154 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$H'_{\text{ек}} = H''_{\text{кв}} = 8489,0$$

$$\text{кДж/м}^3 \text{ (прир.газу)}$$

$$\vartheta'_{\text{ек}} = \vartheta''_{\text{вип}} = 209 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$H'_{\text{ек}} = H''_{\text{вип}} = 11007,7$$

$$\text{кДж/м}^3 \text{ (прир.газу)}$$

$$\vartheta'_{\text{вип}} = \vartheta''_{\text{пп}} = 342 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

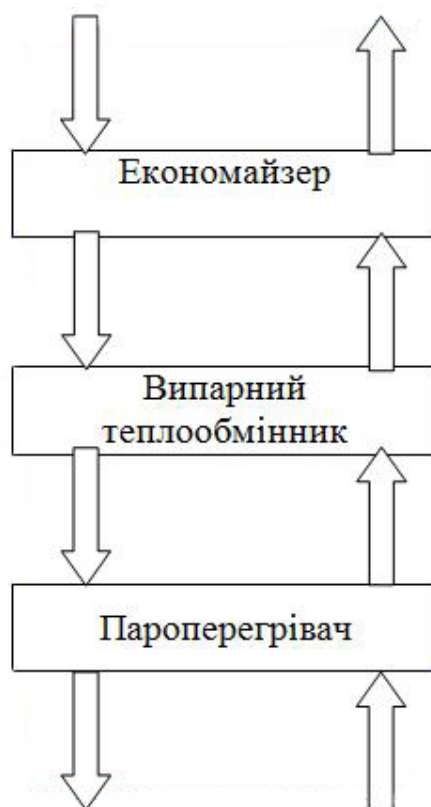
$$H'_{\text{вип}} = H''_{\text{пп}} = 18959,6$$

$$\text{кДж/м}^3 \text{ (прир.газу)}$$

$$\vartheta'_{\text{кв}} = \vartheta'_{\text{пп}} = 364 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$H'_{\text{кв}} = H'_{\text{пп}} = 20203,6$$

$$\text{кДж/м}^3 \text{ (прир.газу)}$$



ПЗ – продукти згорання, РС – робоче середовище

Рисунок 2.2 – Умовна схема розташування теплообмінників в котлі-утилізаторі:

3 РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ

3.1 Загальні положення

Правила безпечної експлуатації магістральних газопроводів (НПАОП 60.3-1.01-10) визначають обов'язкові норми безпеки для персоналу, який обслуговує компресорні станції. Головні та допоміжні технологічні установки компресорних станцій повинні повністю відповідати вимогам вказаних Правил, проектній документації та чинним інструкціям заводів-виробників обладнання. Продовження експлуатації газоперекачувальних агрегатів (ГПА), їх допоміжних елементів та обов'язок після закінчення встановленого ресурсу дозволяється виключно за умови отримання офіційного позитивного висновку технічної експертизи.

Для організації безпечного обслуговування всі працюючі ГПА, компресорні та силові циліндри повинні мати чітку індивідуальну нумерацію. Цей номер наноситься на силовій та привідній частинах, а також на стінах будівлі цеху з боку технологічної обв'язки та фасаду агрегату. Трубопроводи для відведення продуктів згоряння газотурбінних установок та продувні свічки ГПА мають бути виведені щонайменше на 2 метри вище покрівлі будівлі компресорного цеху і на 1 метр вище дефлектора вентиляційної системи, причому відстань між ними по горизонталі має становити не менше ніж 6 метрів.

3.2 Вимоги з охорони праці перед початком роботи

Перед початком робочої зміни машиніст технологічних компресорів зобов'язаний виконати детальний огляд робочого місця, обладнання та допоміжних систем. Перевірці підлягає наявність та справність захисних огорожень, блокувань, засобів зв'язку, інструментів, а також стан проходів, майданчиків, перил та сходів. Машиніст повинен переконатися, що системи виявлення пожежі та загазованості перебувають у робочому стані, оскільки

експлуатація компресорного цеху з відключеними чи несправними засобами контролю та автоматики повністю заборонена.

У разі проведення монтажних чи ремонтних робіт у діючому цеху машиніст перед початком зміни повинен перевірити, щоб зона будівництва була надійно відокремлена від діючих ГПА спеціальною захисною огорожею або перегородкою, а перебування сторонніх осіб у цій зоні було повністю виключене. Якщо ГПА виведено в ремонт, машиніст перед допуском бригади повинен особисто перевірити надійність його блокування. Блокування включає повне відключення живлення імпульсним газом електропневматичних вузлів керування арматурою, знеструмлення силових ланцюгів електропривідної арматури, створення видимого фізичного розриву в імпульсних трубних проводках, блокування ручного керування арматурою та встановлення попереджувальних знаків безпеки.

3.3 Вимоги з охорони праці під час виконання роботи

Під час виконання роботи машиніст технологічних компресорів здійснює постійне спостереження за параметрами роботи обладнання за допомогою засобів контрольно-вимірювальних приладів та автоматики. Необхідно безперервно контролювати тиск і температуру стисненого газу, стан системи змащування, тиск оливи та надходження охолоджувальних носіїв. Окремо контролюється робота апаратів повітряного охолодження газу, експлуатація яких із негерметичними трубними пучками чи лобовими кришками повністю заборонена. Температура технологічного газу на виході з установки охолодження повинна постійно відповідати параметрам, визначеним правилами технічної експлуатації магістральних газопроводів, а система захисту має забезпечувати безперервний контроль температури на виході з апаратів повітряного охолодження.

Правила безпеки повністю забороняють проводити будь-яке усунення несправностей безпосередньо на працюючому ГПА, за винятком спеціальних

операцій, які чітко дозволені та регламентовані заводською інструкцією з експлуатації. Також забороняється виконувати будь-які роботи з ліквідації пропусків або підтягування болтів на фланцевих з'єднаннях трубопроводів та апаратів, що перебувають під технологічним тиском газу. Під час проведення підіймальних чи вантажних операцій у межах компресорного цеху переміщення важких деталей та вузлів дозволяється виконувати лише за умови особистого керівництва цим процесом з боку старшого машиніста або відповідального машиніста з ремонту. Усі вантажопідіймальні роботи повинні проводитися із застосуванням виключно інвентарних стропів та сертифікованих пристроїв, що запобігають падінню вантажу.

3.4 Вимоги з охорони праці після закінчення роботи

Після закінчення роботи машиніст технологічних компресорів повинен передати зміну наступному працівнику, детально поінформувавши його про стан обладнання та всі виявлені під час чергування відхилення чи особливості роботи агрегатів. Якщо плануються ремонтні чи технічні роботи після зупинки ГПА, відповідальна особа повинна занести всі детальні відомості про виконані операції, зварювальні процеси та використані матеріали до спеціального ремонтного журналу. Пусконаладжувальні роботи та виведення компресорної станції на робочий технологічний режим після завершення ремонтних процедур повинні проводитися виключно за окремою спеціальною інструкцією, затвердженою головним інженером газотранспортного підприємства.

Після завершення всіх технологічних операцій машиніст зобов'язаний привести до належного санітарного стану своє робоче місце, прибрати використані інструменти та пристрої у відведені місця зберігання. Забороняється залишати працюючі машини чи механізми без нагляду персоналу. Машиніст повинен зняти спецодяг, очистити його від бруду, помістити у шафу для зберігання та ретельно вимити обличчя і руки з милом або прийняти душ для видалення залишків мастильних матеріалів.

3.5 Вимоги з охорони праці в аварійних ситуаціях

У разі виникнення аварійних ситуацій машиніст технологічних компресорів повинен діяти за чітким алгоритмом. При виявленні витoku природного газу безпосередньо в приміщенні компресорного цеху або в індивідуальному блочному укритті ГПА необхідно виконати екстрене аварійне зупинення агрегату або всього цеху, негайно попередити про небезпеку інших працівників, проконтролювати автоматичний запуск аварійної вентиляції, вивести людей з небезпечної зони та розпочати заходи з ліквідації аварії. За наявності прямої загрози загазованості чи пожежі в приміщенні ГПА машиніст зобов'язаний негайно зупинити роботу агрегату (або всього цеху чи станції), знизити робочий тиск у технологічних комунікаціях до нуля та повністю перекрити доступ газу до аварійної ділянки.

Поведінка автоматичних систем безпеки та дії машиніста регламентуються чіткими межами концентрації газу в повітрі робочої зони. При досягненні концентрації горючого газу на рівні $\geq 10\%$ від нижньої концентраційної границі вибуховості (НКГВ) в автоматичному режимі повинна увімкнутися аварійна витяжна вентиляція. Якщо рівень загазованості підвищується до $\geq 20\%$ від НКГВ, система автоматичного захисту повинна негайно виконати аварійне зупинення компресорного цеху або окремого ГПА, що знаходиться в індивідуальному укритті. Аварійна зупинка працюючого ГПА без його фізичного відключення від газопроводів та без скидання газу на свічки безпеки дозволяється виключно у випадках виникнення та розвитку передаварійних ситуацій, що несуть безпосередню загрозу обладнанню, але не супроводжуються витокom газу в атмосферу приміщення. Після будь-якої аварійної зупинки обладнання його повторний пуск у роботу повністю забороняється до моменту повного з'ясування та усунення причин, що призвели до зупинки.

4 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Розрахунок економічного ефекту приводиться до розрахунку умовних витрат на опалення тепличного господарства природним газом у випадку невикористання тепла викидних газів від газотурбінних двигунів компресорної станції.

4.1 Характеристика об'єкту

Агрогосподарське тепличне підприємство має теплиці, розташовані на площі 4,7 га на земельній ділянці 190 x 250 м (рис. 4.1, 4.2). Складається з 4 блоків по 1,1 га (11224 м²) кожен та призначається для вирощування овочів і розсади.

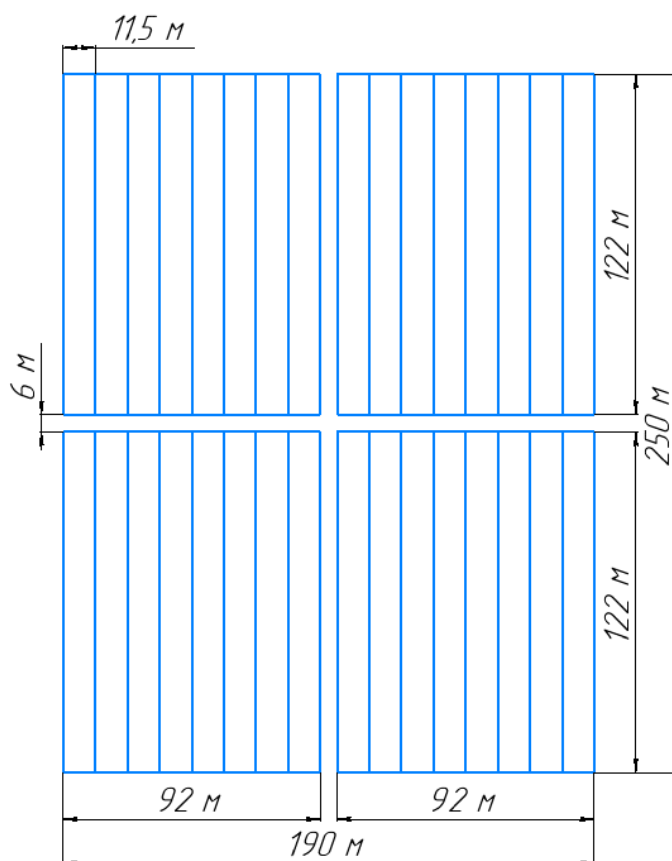


Рисунок 4.1 – План тепличного господарства



Рисунок 4.2 – Розташування тепличного господарства

За технічними показниками теплиця має довжину - 122 м, ширину - 92 м, висоту - 4,5 м. За об'ємно-планувальних рішень або кількості прольотів і окатів теплиця - ангарна. За типом огорожувальних конструкцій - полікарбонатна. Товщина покриття 8 мм.

В даний час теплиця опалюється за допомогою водяного опалення. Температура внутрішнього повітря в теплиці + 20 °С.

Для опалення теплиці замість котельної установки планується використовувати конденсат після парового електрогенератора, що працює на перегрітому парі від котла-утилізатора.

4.2 Оцінка економічного ефекту

Для опалення тепличного господарства необхідна кількість тепла наведена в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахункові значення теплопродуктивності системи опалення, температур «прямої» t_{WP}^{PP} , «зворотної» t_{WP}^{OBP} води при різних температурах зовнішнього повітря

	Температура зовнішнього повітря t_z , в С							
Величини	Розрах. режим	жовтень	листопад	грудень	січень	лютий	березень	квітень
T_{nc} , °C	-15,0	11,4	5,3	0,2	-2,5	-2,0	2,0	8,2
Q^T , МВт	6,6	1,68	2,72	3,67	4,05	3,77	2,99	1,79
t_{WP}^{PP} , °C	70,0	29,5	35,9	42,7	45,7	43,4	37,7	30,1
t_{WP}^{OBP} , °C	40,0	21,9	23,7	26,2	27,4	26,5	24,3	22,1

Необхідна кількість тепла в найбільш теплий (Q_{min}) та найбільш холодний (Q_{max}) місяці року

$$Q_{min} = Q_{min}^T = 1,68 \text{ МВт.}$$

$$Q_{max} = Q_{max}^T = 4,05 \text{ МВт.}$$

Теплотворна здатність 1 м³ природного газу

$$Q_{\text{пг}} = 35,6 \text{ МДж/м}^3.$$

Витрата газу

$$G_{min} = Q_{min} / Q_{\text{пг}} = 1,68 / 35,6 = 0,0471 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$G_{max} = Q_{max} / Q_{\text{пг}} = 4,05 / 35,6 = 0,1138 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Відповідно витрати палива в місяць

$$G_{Mmin} = G_{min} \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 30 = 0,0471 \cdot 2592000 = 122 \text{ тис. м}^3/\text{міс};$$

$$G_{M_{\max}} = G_{\max} \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 30 = 0,1138 \cdot 2592000 = 295 \text{ тис. м}^3/\text{міс.}$$

Ціна природного газу для підприємств

$$\text{Ц} = 14933 \text{ грн за } 1000 \text{ м}^3.$$

Витрати підприємства на паливо

$$Z_{\min} = G_{M_{\min}} \cdot \text{Ц} = 122 \cdot 14933 = 1\,821\,826 \text{ грн./міс.}$$

$$Z_{\max} = G_{M_{\max}} \cdot \text{Ц} = 295 \cdot 14933 = 4\,405\,235 \text{ грн./міс.}$$

Отримані результати з витрат на паливо довели, що організація тепличного господарства з опаленням, працюючим на використанні теплоти викидних газів є доцільною. Економія в місяць буде складати від 1,8 до 4,4 млн. грн. Тому взагалі тепличне господарство, слід розміщувати з урахуванням можливого використання нетрадиційних джерел енергії (геотермальні води, низько потенційна та викидна теплота ТЕС, ДГЕС, АЕС та газокompресорних станцій, сонячна енергія, енергія вітру), як в випадку розглянутому в роботі.

Середня питома витрата електроенергії в тепличному господарстві в кліматичних умовах Одеської області становить 40 кВт/год на 1 га. Тоді витрата електроенергії в 7-ми блоках сумарною площею 1008 м² в місяць становить:

$$E = 1008/10000 \cdot 40 \cdot 720 = 3630 \text{ кВт} = 3,63 \text{ МВт.}$$

Кількість електроенергії, яка виробляється паровим електрогенератором (5 МВт), повністю покриває потреби тепличного господарства.

ВИСНОВКИ

У роботі проведено комплексне дослідження технологічних процесів газоперекачувального агрегату ГПА-16С-Ц1/76-1,44 та розроблено шляхи утилізації вторинної теплоти відпрацьованих газів. Тепловий розрахунок газотурбінної установки підтвердив можливість ефективного аналізу робочих процесів у двигуні ДГ-90Л2. Встановлено, що при розрахункових параметрах (температура зовнішнього середовища 9 °С, тиск 98 кПа) ефективна потужність ГТУ становить 13820 кВт. Розрахунковий тепловий коефіцієнт корисної дії двигуна складає 26,46 %, причому відхилення від паспортних значень пояснюється роботою двигуна у режимі, відмінному від номінального. Питома витрата паливного газу становить 0,380 кг/(кВт·год), а питома витрата тепла - 13605 кДж/(кВт·год).

Оцінка економічної ефективності використання природного газу для опалення тепличного господарства вказала на недоцільність такого підходу через високі витрати на паливо, які в холодні місяці можуть сягати 4.4 млн. грн/міс. Натомість, впровадження котла-утилізатора з паропродуктивністю 19 т/год, що працює на вторинних енергоресурсах, дозволяє отримати перегріту пару з тиском 1,7 МПа та температурою 332 °С. Енергія цієї пари, трансформована паровою турбіною в електроенергію (потужністю 5 МВт), повністю забезпечує потреби тепличного господарства, споживання електроенергії яким оцінюється на рівні 3,63 МВт. Конденсат після електрогенератора повністю покриває потребу тепличного господарства в опаленні.

Встановлено, що організація тепличного господарства з використанням утилізованої теплоти газокompресорних станцій є раціональною альтернативою прямому спалюванню природного газу.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Експлуатаційникові газонафтового комплексу: довідник / В.В. Розгонюк, Л.А. Хачикян, М.А. Григіль та ін. – К.: «РОСТОК», 1998. – 431 с.
2. АТ «СМНВО - Інжиніринг» [Електронний ресурс]: офіційний сайт компанії. – URL: <https://frunze.com.ua>
3. Кологривов М.М. Котли-утилізатори: Навчальний посібник / М.М. Кологривов, Т.А. Сагала, В.П. Бузовський. – Одеса: Апрель, 2015. – 83 с.
4. Кологривов М.М. Розрахунок характеристик палив і продуктів їх згоряння: посібник для самостійної роботи / М.М. Кологривов, В.В. Притула. – Одеса: Видавн. центр ОДАХ, 2008. – 22 с.
5. Правила безпечної експлуатації магістральних газопроводів [Текст]: НПАОП 60.3-1.01-10: затверджений наказом Держгірпромнагляду України від 27.01.2010 р. № 11: зареєстрований в Міністерстві юстиції України 19 квітня 2010 р. за № 292/17587. – Офіц. вид. – К.: Держгірпромнагляд, 2010. – 71 с. – (Нормативно-правовий акт з охорони праці)
6. Закон України «Про ринок природного газу» № 329-VIII від 09.04.2015 [Електронний ресурс]. Режим доступу: URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/329-19#Text>.
7. Закон України «Про нафту і газ» від 12.07.2001 № 2665-III [Електронний ресурс]. Режим доступу: URL: https://ips.ligazakon.net/document/T012665?an=300&ed=2020_01_14.
8. Правила технічної експлуатації магістральних газопроводів: СОУ 60.3-30019801-050:2008. – [Чинні від 2008-01-18]. – К.: Укртрансгаз, 2008. – 197 с.
9. Закон України «Про трубопровідний транспорт»: офіц. текст закону / Верховна Рада України. – Київ, 15 трав. 1996. – № 192/96-ВР. – Електрон. ресурс. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/192/96-%D0%B2%D1%80/ed20120119>.

10. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. — [Чинний від 2011-11-01]. — Вид. офіц. — Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. — 127 с. — (Національний стандарт України).

11. Сусак О. М. Трубопровідний транспорт газу: підручник / О.М. Сусак, В. К. Касперович, М.П. Андрієшин. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2013. – 345с.

12. Розгонюк В.В, Хачикян Л.А., Григіль М.А., Удалов О.С., Нікішин В.П. Експлуатаційникові газонафтового комплексу: довідник. – Київ: Росток, 1998. – 430 с.

13. Касперович В. К. Трубопровідний транспорт газу. – Івано-Франківськ: Факел, 1999. – 198 с.

14. Ковалко М.П. Методи та засоби підвищення ефективності функціонування систем трубопровідного газу / М.П. Ковалко – Київ: Українські енциклопедичні знання. – 2001. – 288 с.

15. Ковалко М.П. Трубопровідний транспорт газу / М.П. Ковалко, В.Я. Грудз, В.Б. Михалків [та ін.]. – К.: АренаЕКО, 2002. – 600 с.

16. Кодекс газотранспортної системи. – [Чинний від 2015-11-26]. – К.: Національна комісія, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг. – 102 с.

17. Дзьоба О.Г. Організація і планування виробничо-комерційної діяльності підприємств транспорту і зберігання нафти і газу: навч. посібник для студ. вищ. навч. закл. М-во освіти і науки, молоді та спорту України, Івано-Франк. нац. техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2011. – 467 с.: іл., табл.