

Міністерство освіти і науки України  
Державний вищий навчальний заклад  
"Національний гірничий університет"

Електротехнічний факультет

Кафедра Відновлюваних джерел енергії

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**  
**Магістерської дисертації**

галузь знань 14 – Електрична інженерія

спеціальність 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка  
(Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії)

освітній рівень магістр

кваліфікація 2143.2 Інженер-електрик в енергетичній сфері

на тему Обґрунтування використання викідного тепла  
газодетандерних установок

Виконавець:

студент II курсу, групи 141м-16-3

Мотовилов Р.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

| Керівники/консультанти           | Прізвище, ініціали | Оцінка | Підпис |
|----------------------------------|--------------------|--------|--------|
| Проекту                          |                    |        |        |
| розділів:                        | Ципленков Д.В.     |        |        |
| 1 розділ                         | Ципленков Д.В.     |        |        |
| 2 розділ                         | Ципленков Д.В.     |        |        |
| 3 розділ                         | Ципленков Д.В.     |        |        |
| Техніко-економічне обґрунтування | Тимошенко Л.В.     |        |        |

|           |  |  |  |
|-----------|--|--|--|
| Рецензент |  |  |  |
|-----------|--|--|--|

|               |                |  |  |
|---------------|----------------|--|--|
| Нормоконтроль | Ципленков Д.В. |  |  |
|---------------|----------------|--|--|

Дніпро  
2018

**Міністерство освіти і науки України  
Державний вищий навчальний заклад  
"Національний гірничий університет"**

---

**ЗАТВЕРДЖЕНО:**

завідувач кафедри

**Відновлюваних джерел енергії**

---

(повна назва)

Шкрабець Ф.П.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

“

січня

2018 року

## **ЗАВДАННЯ**

на виконання кваліфікаційної роботи магістра (магістерської дисертації)

спеціальності 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка  
(Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії)

студенту групи 141м-16-3 Мотовилову Р.О.  
(група) (прізвище та ініціали)

Тема магістерської дисертації Обґрунтування використання викідного тепла  
газодетандерних установок

---

### **1 ПІДСТАВИ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ РОБОТИ**

Наказ ректора ДВНЗ "НГУ" від 31 жовтня 2017 р № 1806-л

### **2 МЕТА ТА ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ РОБІТ**

**Об'єкт досліджень** технологія використання викідного тепла для спільної генерації  
електроенергії та теплоти.

**Предмет досліджень** схеми установок на базі детандер-генераторного агрегату і  
теплових насосів.

**Мета НДР** полягає у виборі оптимальної структури комбінованої системи включає в  
себе детандер-генераторний агрегат і теплонасосну установку для використання  
викідного тепла в системі

**Вихідні дані для проведення роботи** Параметри вхідного газу перед ТЕЦ і детандером

---

### **3 ОЧІКУВАНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ**

**Наукова новизна** Запропоновано для одночасного отримання електроенергії і тепла (холоду)  
використовувати комбіновану (тригенераційну) систему, яка включає в себе детандер-газовий  
агрегат і теплонасосну установку.

---

**Практична цінність** показано, що для підігріву газу в ДГА можливе використання ТНУ  
знижує вартість зниження тиску газу в системі.

**4 ВИМОГИ ДО РЕЗУЛЬТАТІВ ВИКОНАННЯ РОБОТИ:**

Результати повинні відповідати сучасним технологіям,

**5 ЕТАПИ ВИКОНАННЯ РОБІТ**

| <b>Найменування етапів робіт</b>  | <b>Строки виконання робіт (початок-кінець)</b> |
|---|--|
| Турбодетандерні агрегати як об'єкт дослідження                                      | 14.09.2017-09.10.2017                          |
| Фізичні процеси при детандеруванні та аналіз схем спільного використання тну та дга | 11.10.2017-17.10.2017                          |
| Аналіз ефективності спільної роботи системи ДГА і ТНУ                               | 20.11.2017-11.12.2017                          |
| Техніко-економічне обґрунтування  | 13.12.2017-22.01.2018                          |

**6 РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ**

**Економічний ефект** застосування ТНУ в системі ДГА дозволить зменшити  
вартість транспортування та розподілу газу

**Соціальний ефект** -

**7 ДОДАТКОВІ ВИМОГИ**

Апробація результатів дисертації на конференції

Завдання видав

(підпис)

Ципленков Д.В.

(прізвище, ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Мотовилов Р.О.

(прізвище, ініціали)

Дата видачі завдання: 04.09.2017

Термін подання дисертації до ЕК

22.01.2018

## Реферат

Пояснювальна записка магістерської дисертації складається з:  
108 стор., 5 табл., 19 рисунків , 61 джерел.

Тема: Обґрунтування використання викідного тепла газодетандерних установок.

В першому розділі представлено визначення, класифікація та ринок детандерів в Україні та світу, загальна інформація теплові насоси, схеми детандер-генераторних установок і схеми тригенераційних установок з газодетандерними агрегатами.

В другому розділі було описано фізичні процеси при детандеруванні та аналіз схем використання теплонасосних установок та детандер-генераторних агрегатів, також область застосування детандерів.

В третьому розділі було розраховано параметри газу перед детандером, після нього, якої температури він повинен бути. Для нормальної роботи системи було обрано ДГА-5000, підігрівач газу, розрахована економія газу.

В розділі техніко-економічного обґрунтування було виконано розрахунок капітальних та експлуатаційних витрат. Також було виконано розрахунок терміну окупності проекту.

Наукова новизна роботи полягає в одночасному отримання електроенергії і тепла (холоду) використовувати комбіновану (тригенераційну) систему, яка включає в себе детандер-газовий агрегат і теплонасосну установку.

Ключові слова: ДЕТАНДЕР, ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЯ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, ТЕПЛОВИЙ НАСОС, ТЕПЛОНАСОСНІ УСТАНОВКИ, КОГЕНЕРАЦІЯ, ТРИГЕНЕРАЦІЯ, ЕНТАЛЬПІЯ, ЕНТРОПІЯ, ТЕПЛОТА, ХОЛОД.

## Abstract

The explanatory note of the master's dissertation consists of: 108 pages, 5 tables, 19 figures, 61 sources.

Subject: Justification of the use of waste heat from gas-expander plants.

In the first section, the definition, classification and market of expander in Ukraine and the world are presented, general information on heat pumps, schemes of expander-generator sets and schemes of three-gas generating units with gas-expander units.

The second chapter describes the physical processes for expanding and analyzing the schemes of using heat pumps and extender-generator sets, as well as the scope of application of expanders.

In the third section, gas parameters were calculated in front of the expander, after which temperature it should be. For normal operation of the system was selected EGS-5000, the gas heater, the gas savings are calculated.

In the section of the feasibility study capital and operating costs were calculated. Also, the calculation of the payback period of the project was performed.

The scientific novelty of the work is to simultaneously obtain electricity and heat (cold) to use a combined (trigenerative) system, which includes an expander-gas unit and a heat pump installation.

Keywords: EXPANDER, ELECTRICITY, ENERGY SAVING, HEAT PUMP, THERMAL INSTALLATIONS, COGENERATION, TRIGGERATION, ENTALPIE, ENTROPY, HEAT, COLD.

## ЗМІСТ

|   |    |
|---|----|
| <b>ВСТУП</b>  | 8  |
| <b>РОЗДІЛ 1. ТУРБОДЕТАНДЕРНІ АГРЕГАТИ ЯК ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ.</b>  | 11 |
| 1.1 Детандер-генераторні агрегати.  | 12 |
| 1.1.1 Поршневі детандери.   | 12 |
| 1.1.2 Турбодетандери.   | 13 |
| 1.1.3 Отримання електричної енергії за допомогою турбодетандерів.   | 15 |
| 1.1.4 Гвинтовий детандер.   | 18 |
| 1.2 Аналіз ринку турбодетандерів в Україні і світі.   | 22 |
| 1.3 Аналіз схем детандер-генераторних установок.  | 25 |
| 1.4 Тригенераційні установки.   | 31 |
| 1.5 Теплонасосні установки.   | 34 |
| Висновки за розділом 1.   | 36 |
| <b>РОЗДІЛ 2. ФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ ПРИ ДЕТАНДЕРУВАННІ ТА АНАЛІЗ СХЕМ СПІЛЬНОГО ВИКОРИСТАННЯ ТНУ ТА ДГА.</b>               | 37 |
| 2.1 Опис фізичних процесів при детандеруванні.  | 37 |
| 2.2 Область застосування і аналіз ефективності застосування детандерів.   | 44 |
| 2.3 Оцінка можливості використання енергії тиску природного газу на малих газорозподільних станціях.                | 46 |
| 2.4 Аналіз комбінованих схем підігріву газу.  | 48 |
| 2.4.1 Схема комбінованої установки на базі ДГА і двох ТНУ з спільної генерацією теплоти і холоду.                   | 51 |
| 2.4.2 Схема безпаливної тригенераційної установки на базі ДГА і трьох ТНУ з роздільною генерацією теплоти і холоду. | 54 |
| Висновки за розділом 2.   | 56 |

|   |            |
|---|------------|
| <b>Розділ 3. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СПІЛЬНОЇ РОБОТИ СИСТЕМИ ДГА І ТНУ.</b>             | <b>58</b>  |
| 3.1 Розрахунок втрат тиску газу перед ГРП.  | 58         |
| 3.2 Визначення втрат енергії при дроселюванні газу на ГРП ТЕЦ.                      | 61         |
| 3.3 Вибір схеми підігріву газу.   | 62         |
| 3.4 Розрахунок підігрівача газу.  | 67         |
| 3.5 Розрахунок ступеня турбодетандера.  | 70         |
| 3.6 Визначення впливу детандер-генераторного агрегату на теплову економічність ТЕЦ. | 82         |
| 3.7 Опис детандер-генераторного агрегату ДГА-5000.                                  | 92         |
| Висновки за розділом 3.   | 94         |
| <b>Розділ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ.</b>                                  | <b>95</b>  |
| 4.1 Вступ.  | 95         |
| 4.2 Розрахунок капітальних витрат.  | 95         |
| 4.3 Розрахунок економії при встановленні ДГА-5000.                                  | 96         |
| 4.4 Розрахунок експлуатаційних витрат.  | 96         |
| 4.5 Розрахунок терміну окупності.   | 98         |
| Висновок за розділом 4.   | 99         |
| <b>ВИСНОВКИ.</b>  | <b>100</b> |
| <b>ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.</b>   | <b>102</b> |

## ВСТУП

*Актуальність теми.* Однією з цілей державного регулювання в галузі енергозбереження та підвищення енергетичної ефективності є зниження споживання невідновлюваних енергоносіїв (вуглеводнів) на одиницю виробленої продукції. Такий підхід визначається державною енергетичною політикою України, викладеної в «Енергетичній стратегії України на період до 2035 року «безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність», яка затверджена Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 18.08.2017 р. № 605-р. Енергетична стратегія передбачає: збільшення частки відновлюваних джерел енергії, розвиток малої і децентралізованої енергетики, зниження негативного впливу електроенергетики на навколишнє середовище на основі застосування технологій, модернізацію і розвиток систем децентралізованого теплопостачання із застосуванням високоефективних установок, у тому числі теплонасосних, розвиток систем розподіленої генерації тепла з залученням до теплопостачання поновлюваних джерел енергії [1].

Для вирішення поставлених завдань доцільно застосовувати перспективні способи виробництва електричної енергії. Одним з високоефективних методів генерації електроенергії є детандер-генераторна технологія, заснована на використанні технологічних перепадів тиску транспортованого природного газу для вироблення електроенергії за допомогою детандер-генераторних агрегатів (ДГА) на станціях технологічного пониження тиску газу в системах газопостачання.

Область застосування ДГА включає в себе газорозподільні станції (ГРС), газорегуляторні пункти (ГРП) та компресорні станції (КС) усіх великих споживачів газу.

В останні роки в нашій країні і за кордоном детандер-генераторної технології стало приділяється все більша увага. Були розроблені різні схеми установок на базі детандерів, в тому числі із застосуванням теплових насосів, що забезпечують вироблення як електроенергії, так і теплоти.



На сьогоднішній день когенераційні технології затребувані в харчовій, хімічній, металургійній, ресурсовидобувній промисловості, у побутовому секторі та сфері послуг. Використання комбінованих технологій дозволить не тільки знизити енергоємність виробництва електроенергії, теплоти та холоду порівняно з їх роздільної генерацією, але і підвищити екологічні характеристики сучасних технологічних комплексів.

У магістерській дисертації проаналізовано існуючі системи одночасної генерації електроенергії, теплоти та холоду за рахунок використання технологічних перепадів тиску транспортованого природного газу і низькопотенційної теплоти вторинних енергетичних ресурсів і/або навколишнього середовища, а також розрахована система, що включає в себе ГДА і ТНУ.

В роботі розглянуто питання підігріву газу в детандер-генераторному агрегаті за рахунок теплоти низького температурного потенціалу з використанням перетворювачів теплоти і без них. Розглянуто різні способи генерації теплоти і холоду в комбінованих установках із застосуванням різного обладнання. Відзначені переваги і недоліки представлених технічних рішень, що дозволяють визначити оптимальні умови для реалізації того чи іншого рішення.

*Об'єкт дослідження* – є технологія використання викідного тепла для спільної генерації електроенергії та теплоти.

*Предмет дослідження* – схеми установок на базі детандер-генераторного агрегату і теплових насосів.

*Мета дослідження* полягає у виборі оптимальної структури комбінованої системи включає в себе детандер-генераторний агрегат і теплонасосну установку для використання викідного тепла в системі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- 1 Провести аналіз існуючих схем ГДА і ТНУ і визначити найбільш економічні для застосування в промисловості України.
- 2 Розрахувати систему, яка містить ДГА і ТНУ і проаналізувати її ефективність роботи.
- 3 Виконати техніко-економічне обґрунтування запропонованої системи.

*Наукова новизна* роботи полягає в наступному:

Запропоновано для одночасного отримання електроенергії і тепла (холоду) використовувати комбіновану (тригенераційну) систему, яка включає в себе детандер-газовий агрегат і теплонасосну установку.

*Практична цінність роботи* – показано, що для підігріву газу в ДГА можливе використання ТНУ, що істотно знижує вартість зниження тиску газу в системі.

*Економічний ефект* – застосування ТНУ в системі ДГА дозволить зменшити вартість транспортування та розподілу газу.

*Апробація результатів дослідження.* Результати роботи були представлені на VIII Всеукраїнській науково-технічній конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Наукова весна-2017» (ДВНЗ «НГУ», 29-30 березня 2017 р.) [2].

## РОЗДІЛ 1

### ТУРБОДЕТАНДЕРНІ АГРЕГАТИ ЯК ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Установки, які за рахунок розширення природного газу виробляють механічну енергію і служать приводом електрогенератора, називаються утилізаційними турбодетандерний установками (УТДУ) [3, 4, 5] або детандер-генераторними агрегатами (ДГА) [6, 7]. Турбодетандерні установки, які виробляють холод і які служать приводом компресора, називаються турбодетандерними агрегатами (ТДА). УТДУ використовують надлишок тиску газу для вироблення електроенергії на газорозподільних станціях або газорозподільних пунктах, а ТДА використовують в різних схемах охолодження, очищення, осушення і сепарації низькокиплячих вуглеводнів з природного газу.

У газовій промисловості турбодетандери використовуються для:

- 1) пуску газотурбінної установки газоперекачувального агрегату (ГПА), а також для повертання її ротора при зупинці (з метою його охолодження). При цьому турбодетандер працює на транспортування газу [8];
- 2) охолодження природного газу (при його розширенні в турбіні) в установках його зрідження [9];
- 3) охолодження природного газу в установках при «промисловий» підготовці для транспорту по трубопроводній системі (видалення вологи шляхом її виморожування і т.п.) [10];
- 4) приводу компресора високого тиску з метою подачі газу в підземні сховища;
- 5) вироблення електроенергії на газорозподільних станціях (ГРС) системи транспорту природного газу до його споживачам з використанням в турбіні перепаду тиску газу між трубопроводами високого та низького тиску [11].

## 1.1 Детандер-генераторні агрегати

Детандер являє собою газорозширювальну машину, в якій енергія потоку транспортованого газу перетвориться в механічну енергію. У промисловості застосовуються як поршневі, так і турбодетандери.

Спочатку детандери використовувалися в основному в криогенній техніці для охолодження газів та отримання низьких температур [12]. Пізніше, до середини ХХ століття, виникла ідея використання надлишкового тиску природного газу в газових лініях для отримання електроенергії [13]. Таким чином, детандер став застосовуватися з метою вироблення механічної енергії, яка потім перетворюється в електричну в електрогенераторі. Сукупність детандера, електричного генератора, системи трубопроводів і запірно-регулюючої арматури являє собою детандер-генераторний агрегат [13].

В теперішній час розрізняють:

1. Поршневі детандери для установок високого тиску з невеликою холодопродуктивністю.
2. Турбодетандери радіального доцентрового типу для установок зі значною холодопродуктивністю і великою витратою газу середнього і високого тиску.
3. Гвинтові детандери для установок, що працюють на неочищених газах з високим вмістом частинок рідкої фази.

Розглянемо деякі особливості цих машин.

### 1.1.1 Поршневі детандери

Розширювальні поршневі машини (рис. 1.1) використовуються на робочих інтервалах тиску від 35 до 210 кг/см<sup>3</sup> на вході і до 7-2 кг/см<sup>3</sup> на виході. Одноциліндрові детандери зазвичай мають продуктивність до 30 м<sup>3</sup>/хв, з ККД більше 80% при числі обертів колінчастого валу до 500 об/хв. В якості холодильного агента переважно застосовувати продукти, відходи або напівфабрикати даного виробництва, зокрема пропан-бутанові суміші.

Поршневий детандер теплова машина об'ємної дії, в якій періодично відбувається розширення холодоагенту в циліндрі при переміщенні поршня. Енергія стисненого газу перетворюється в механічну роботу, а ентальпія холодоагенту знижується.



Рисунок 1.1 – Поршневий детандер

У процесі роботи ПД відбувається виділення механічної енергії, яку необхідно відводити. Найбільш поширений відвід енергії через електрогенератор в мережу, але також зустрічаються машини, в яких робота витрачається на стиснення холодоагенту (детандер-компресори), на перекачування рідини. Останнім часом для відведення енергії в детандерах використовуються електромагнітні гальма.

### 1.1.2 Турбодетандери

Основне застосування турбодетандери (рис. 1.2) знайшли в технологічних процесах отримання рідкого водню, кисню, повітря, азоту та інших кріогенних газів. Однак сьогодні турбодетандери починають застосовуватися в

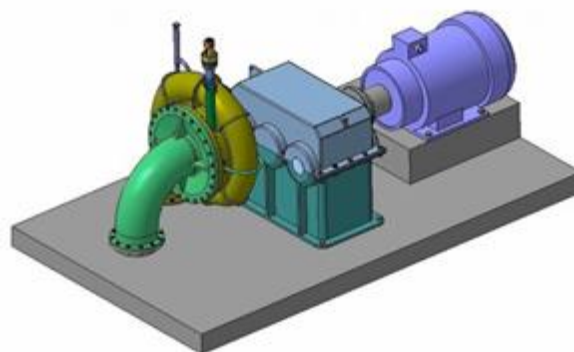


Рисунок 1.2 – Модель турбодетандера

процесах утилізації надлишкової «дармової» енергії дроселюючого природного газу на ГРС і ГРП при розподілі газу, що транспортується магістральними газопроводами. Великі перспективи застосування турбодетандерів в технологічних процесах виробництв із застосуванням пари в якості основно-

го енергоносія (нафтопереробні та хімічні заводи), а також на газових і нафтових промислах.

Однак у заводській практиці має місце і застосування осьових турбодетандерів активного типу в одно – та багатоступеневому виконанні. Зазвичай турбодетандери комплектуються разом з турбінним компресором без редуктора. Турбокомпресор використовує частину енергії, стискаючи газ до заданої ступеня, і поглинає розвиваючи детандеру потужність з мінімальними втратами. Іноді розвинута детандером потужність поглинається електрогенератором, а іноді для спрощення систем використовують звичайні гальмівні пристрої.

Об'ємна швидкість переробляється газу регулюється в турбодетандері реактивного типу соплами змінного перерізу, що найбільш ефективно забезпечує гнучкість режиму роботи при збереженні досить високого ККД.

Слід мати на увазі, що турбодетандери реактивного типу з радіальним розташуванням лопаток, що направляють потік газу від периферії до центру колеса, абсолютно непридатні для проведення процесів розширення газу з утворенням рідкої фази. Колесо турбодетандерів в цьому випадку відкидає краплі рідини на стінки статора і змушує рідини, яка виділилася, рециркулювати, знижуючи продуктивність агрегату і викликаючи явища ерозії на ободі колеса і на поверхні сопел.

Турбодетандери невеликих габаритів виготовляються на значну пропускну здатність по газу.

Основні вимоги до турбодетандерам:

1. Надійність і висока міцність радіальних і наполегливих підшипників, здатних витримувати значні перевантаження і вібрації вала через осадження на роторі льоду.

2. Надійна робота системи змащення і вибір масл, придатних для роботи при низьких температурах.

3. Спеціальні методи монтажу трубопроводів обв'язки турбодетандера, попереджувальні деформації трубопроводів і установки в цілому (ком-

пенсація температурних напружень).

4. Надійність системи очищення газу від попадання всередину детандера і компресора твердих часток у вигляді окалин порошку сірчастого заліза від металу зварних швів трубопроводів і т. д.

5. Надійна система очищення газу від  $H_2O$  і  $CO_2$  з видаленням важких вуглеводнів у циклі розширення газу.

Застосування спеціальних розширювальних машин – детандерів, де відбувається адіабатне розширення газу з віддачою зовнішньої роботи на вал машини, дозволяє отримати значно більшу охолодження, ніж при дроселюванні газів, при цьому, використовується і додаткова робота поворотної частини енергії оброблюваного потоку газу.

### **1.1.3. Отримання електричної енергії за допомогою турбодетандерів**

На багатьох станціях вимірювання і регулювання газу великі потенціали енергії залишаються невикористаними.

Регенерація енергії за допомогою турбін для скидання тиску, з малою кількістю вузлів, які зношуються (турбодетандери або детандер-генератори).

Детандер-генератори, поряд з отриманням холоду, використовуються для вироблення електричної і механічної енергії в технологічних установках і на газорозподільних станціях при переробці (утилізації) енергії стисненого газу. Завдяки турбодетандерам ми отримуємо не використану низькопотенційну енергію.

Турбодетандер-генератор (рис. 1.3) являє собою лопаткову турбінну машину з безперервною дією. З допомогою турбодетандера проводиться розширення газу з метою його подальшого охолодження. Звільнена енергія дозволяє здійснювати корисну зовнішню роботу. В конструкцію турбодетан

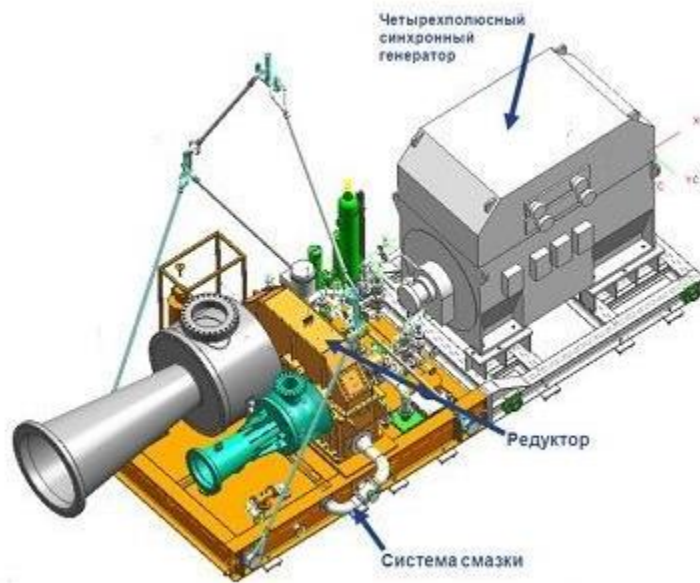


Рисунок 1.3 – Конструкція турбодетандера

дера входить корпус, ротор, соплово-регульований апарат, а також направляючий апарат, обладнаний поворотними механізмами. Агрегат повністю герметичний і не потребує електричної енергії. Напрямок потоку газу визначає його конструкцію. Тому турбодетандери можуть бути відцентровими, доцентровими і радіальними (осьовими). В соплах спостерігається різна ступінь розширення газу. У зв'язку з цим турбодетандери поділяються на активні і реактивні. У першому випадку тиск знижується лише в нерухомих направляючих каналах, а в другому випадку – ще й в обертових каналах ротора. Конструкції установок можуть бути одноступінчастими або багатоступеневими, в залежності від кількості ступенів.

Проходження газу або зріджених газових сумішей відбувається через отвори нерухомих направляючих каналів, які виконують функції сопел. У цьому місці потенційна енергія газу частково перетворюється в кінетичну, завдяки якій приводяться в дію обертаються лопаткові канали ротора. Різке розширення газу призводить до падіння тиску, в результаті чого ротором здійснюється механічна робота з одночасним інтенсивним охолодженням газового потоку. Одночасно з ротором обертається колесо компресора, насаджене на нього. Як правило, при використанні установок в промисловос-



ті, на вході турбіни підтримується постійний тиск у відповідності з проектним рівнем. У такій ситуації тиск регулюється спеціальними клапанами, що не зовсім раціонально. Більш ефективними [14] вважаються турбіни з перемінним тиском при повністю відкритих входних клапанах. Використовувані клапана повинні мати максимально великі розміри. Це дозволяє досягти необхідного дроселювання при перепадах тиску всього лише 5-10%. Для традиційних клапанів цей показник становить 25 – 50% із-за надто малих розмірів. Те ж саме стосується насосів, створюють тиск газу. Вони підбираються у відповідності з конкретними умовами експлуатації. Найбільш оптимальним варіантом є застосування турбодетандера для виробництва електроенергії за рахунок надлишкового тиску. Одночасно, газ, проходить через агрегат, використовується за прямим призначенням, незалежно від режиму роботи і без будь-яких втрат. Таким чином, весь цикл являє собою термодинамічний оборотний процес.

Застосування турбодетандерів практикується спільно з новими установками або тими з них, які були піддані суттєвої модернізації. В обов'язковому порядку враховується економічна доцільність і умови конкретного підприємства.

У промисловості широко використовуються турбодетандери, принцип дії яких дозволяє виробляти електричну чи механічну енергію, що приводять у рух вентилятори або компресори (рис. 1.4).

Але, незважаючи на оптимальну енергетичну ефективність застосування цих агрегатів, вони повинні співвідноситися із загальною передбачуваною потребою і балансом пара на підприємстві. При надмірній кількості або потужності пристроїв цілком можливо надмірне виробництво пари під низьким тиском. Найчастіше ця пара просто випускається в атмосферу, що значно знижує енергетичну ефективність. Основною умовою має стати доступність парового потоку, необхідного для нормальної роботи турбодетандера протягом точно встановленого і досить тривалого відрізка часу. У випадку нерегулярного або непередбачуваного надходження пари, його

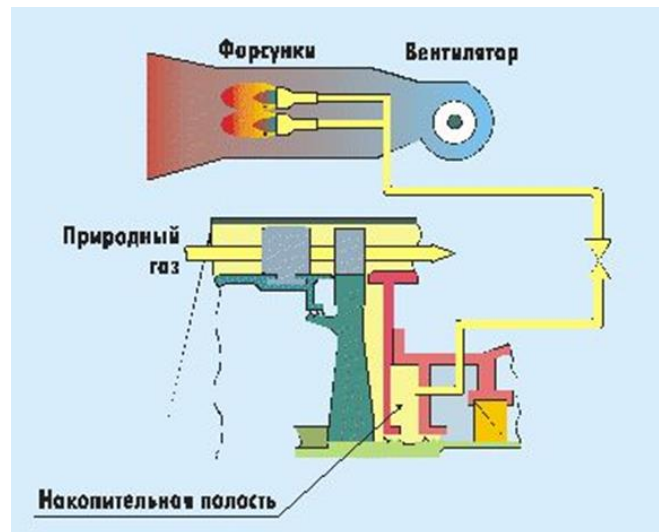


Рисунок 1.4 – Функціональна схема використання турбодетандерів в промисловості

корисне застосування істотно утруднюється, і турбіна буде працювати вхолосту. Найбільш ефективно використання турбодетандерів вимагає істотних перепадів тиску і великої витрати газу. Тому агрегати знайшли широке застосування в чорній металургії, де робота плавильних печей супроводжується потужним потоком доменного газу.

#### 1.1.4 Гвинтовий детандер

Пароводяний гвинтовий детандер [15] містить корпус високого тиску з впускним патрубком, корпус низького тиску з впускним патрубком, парової робочої порожнини корпусу низького тиску розміщено знаходяться в зачепленні ведучий і ведений гвинти паралельно встановлених роторів. Ротори додатково пов'язані між собою перебувають у зачепленні синхронізуючими шестернями. Від прототипу заявляється детандер відрізняється тим, що між корпусами встановлена змінна проставка, в якій виконано вікно, що з'єднує парову робочу порожнину з впускним патрубком. Крім того, є, щонайменше, одна камера, відкрита з боку паровий робочої порожнини і підключається вихідними паропроводами до споживачів пари проміжного тиску. Це дозволяє значно збільшити область застосування детандера і більш ефективно використовувати наявний пар (рисунок 1.5).

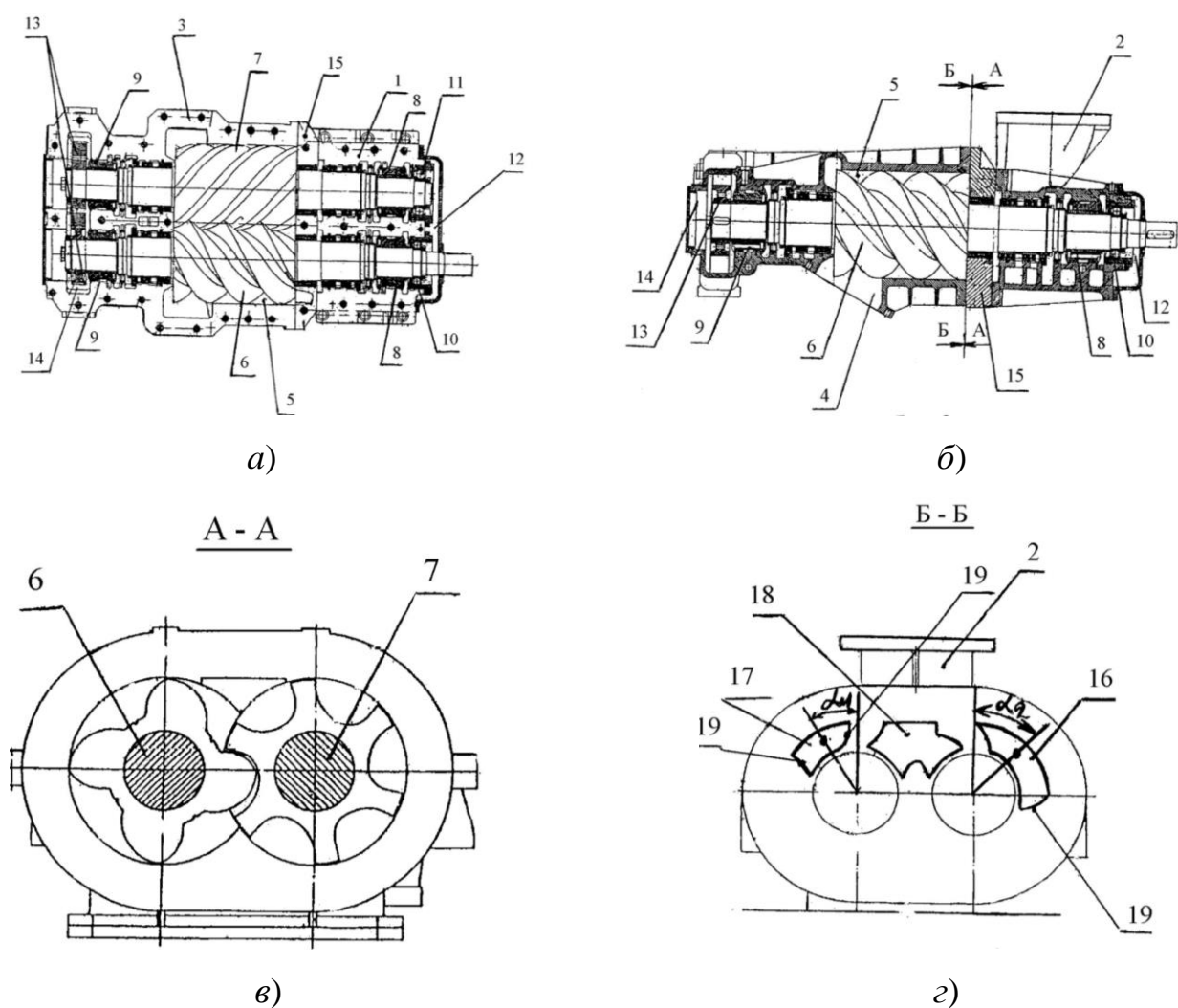


Рисунок 1.5 – Пароводяний гвинтовий детандер:

а – горизонтальний розріз; б – поздовжній розріз по провідному ротору;  
в – поперечний переріз А-А; г – поперечний переріз Б – Б.

Пароводяний гвинтовий детандер містить корпус високого тиску з впускним патрубком, корпус низького тиску з випускним патрубком, паровий робочої порожнини корпусу низького тиску знаходяться в зачепленні ведучому і веденому гвинтів паралельно встановлених роторів. Ротори додатково пов'язані між собою перебувають у зачепленні синхронізуючими шестернями. Між корпусами встановлена змінна проставка, в якій виконано вікно, що з'єднує парову робочу порожнину з впускним патрубком. Крім того, є, щонайменше, одна камера, відкрита з боку паровий робочої порожнини і підключається вихідними паропроводами до споживачів пари проміжного тис-

ку.

У проставці виконана друга камера, а вікно розташоване між камерами. Крім того, в бічній стінці корпусу низького тиску можуть бути додатково виконані вікна для відбору пари проміжного тиску.

Пароводяний гвинтовий детандер містить корпус 1 високого тиску з впускним патрубком 2 подачі пари високого тиску, корпус 3 низького тиску з випускним патрубком 4 для відведення відпрацьованого пара. В паровій робочій порожнині 5 корпусу 3 низького тиску встановлено гвинт 6 ведучого ротора і гвинт 7 веденого ротора. Вали гвинтів 6 і 7 встановлені на опорних підшипниках 8 і 9, розміщених в корпусах 1 і 3, і на радіально-опірних підшипниках 10 і 11, розташованих в першій торцевій маслonaповненої камері 12.

Гвинти 6 і 7 знаходяться в зачепленні один з одним, при цьому ротори додатково пов'язані між собою перебувають у зачепленні синхронізуючими шестернями 13, які знаходяться в другій маслonaповненої камері 14, розташованому з протилежного торця.

Парова робоча порожнину 5 і камери 12 і 14 забезпечені радіально-щілинними ущільненнями, крім того, є лабіринтові масляні ущільнення.

Між корпусами 1 і 3 встановлена змінна проставка 15, в якій виконані парові камери 16 і 17, відкриті з боку робочої порожнини детандера і сполучені вихідними паропроводами з споживачами пари проміжного тиску. Крім того, у проставки 15 є вікно 18, з'єднує впускний патрубок 2 і парову робочу порожнину 5. Обсяг, конфігурація і розташування парових камер 16,17 задають витрату і тиск відбору пара. Кривизна умовно радіальних стінок 19 камер 16, 17 задається профілями гвинтів 6 і 7.

Робота детандера здійснюється наступним чином. Пара високого тиску подається у впускний патрубок 2 корпуси 1, далі через вікно 18 (рис. 1.7, з) на змінній проставки 15, надходить у парову робочу порожнину 5 і, впливаючи на гвинти 6 і 7, приводить в обертання ротори, тобто здійснює механічну роботу. Після розширення в паровій робочій порожнині 5 тиск

пари знижується, і відпрацьована пара надходить через випускний патрубок 4 споживачеві, наприклад в бойлер.

Одночасно пар проміжного тиску (відбирається пар) надходить у камери 16 і 17 і далі через паропроводи надходить до споживачів.

Відбір пари проміжного тиску може здійснюватися не тільки за допомогою представлених на кресленнях камер. Додатково в бічній стінці корпусу 3 можуть бути виконані вікна для відбору пари проміжного тиску (наприклад, інші параметри – тиск і витрата), що працюють аналогічно тому, як описано вище для камер 16, 17.

Таким чином, конструкція вищеописаного детандера дозволяє не тільки використовувати його за прямим призначенням в штатному режимі, але виробляти відбір споживачеві пара проміжного тиску. Це дозволяє значно збільшити область застосування детандера і більш ефективно використовувати наявний пар.

Вибір конструкції детандера визначається його призначенням та умовами експлуатації. При відносно високих тисках робочого тіла (газу) доцільно використовувати поршневі детандери, для яких, як правило, робочий інтервал тисків становить від 2...10 бар на вході до 2...7 бар на виході [26]. Об'ємна витрата газу на поршневий детандер знаходиться в межах 0,2...20 м<sup>3</sup>/год. Турбодетандери розраховані на великі витрати газу від 40 до 4000 м<sup>3</sup>/год при відносно малих його тисках. З метою генерації електричної енергії вибирають машини безперервної дії – турбодетандери, здатні пропускати великі витрати газу.

## **1.2 Аналіз ринку турбодетандерів в Україні і світі.**

Дослідно-промислове використання ДГА для виробництва електроенергії почалося в середині ХХ століття. Об'єктами впровадження ДГА є газорозподільні станції і газорегуляторні пункти промислових підприємств, сис-

теми підготовки газу до транспортування на газових і газоконденсатних родовищах. У країнах Західної Європи і Північної Америки активне дослідження роботи ДГА і їх експлуатація почалося в 70-х роках ХХ століття, в Україні промислове використання ДГА почалося в кінці 80-х років ХХ століття.

На сьогоднішній день ДГА успішно експлуатуються в багатьох країнах Європи, Північної Америки, на території колишнього СРСР [6, 16, 17, 18]. Випуск детандерів виробляється фірмами США, Канади, країн Західної Європи, Росії, України.

Багато великих вітчизняних компаній готові виробляти детандер-генераторні агрегати за запитом замовника, серед таких виробників ВАТ «НВО «Сатурн», ВАТ «Калужський турбінний завод» у складі ВАТ «Силові машини», ВАТ «Криокор», НВО «Геліймаш». Серед підприємств України можна виділити ПАТ «Турбогаз», ММК «Укргазнефтемаш», ДП НВКГ «Зоря» – «Машпроект».

Основні характеристики випускаються на сьогоднішній день турбодетандерів наведені в таблиці 1.1 [19].

НВО «Геліймаш» пропонує турбодетандерний агрегат для виробництва електроенергії «Угра-120», розрахований на витрату природного газу 7000 нм/год, тиск газу на вході 0,4 МПа, тиск газу на виході 0,13 МПа. При цьому електрична потужність агрегату становить 120 кВар.

ПАТ «Турбогаз» (Україна, м. Харків) виробляє турбодетандерні установки потужністю від 8 кВт до 12 МВт, розраховані на вхідний тиск газу до 7,5 МПа і витрата газу 0,056 млн. нм/добу. З метою спільного виробництва електроенергії і холоду розроблена комбінована установка УДЭУ-

Таблиця 1.1 – Основні характеристики сучасних турбодетандерних

| Виробник                        | Модель         | Початку серійного виробництва | Номінальна потужність, МВт | Витрата газу, кг/с | ККД, % | Тиск на вході, МПа | Тиск на виході, МПа | Частота обертання валу, об/хв | Температура на вхід/вихід з турбодетандера °С |
|---------------------------------|----------------|-------------------------------|----------------------------|--------------------|--------|--------------------|---------------------|-------------------------------|---|
| ПАО «Турбогаз»                  | ДГУ-8-380-Т-У1 | 2004                          | 0,008                      | 0,355              | 30     | 2,5                | 0,3...1,2           | 3000                          | 0...40/<br>-                                  |
|                                 | УКС-2-300      | 2004                          | 0,3                        | 1,9...4,1          | 80     | 5,1                | 2,1                 | 9345                          | 60...90/<br>20...45                           |
|                                 | УДЭУ-2500-УХЛ4 | 2004                          | 2,5                        | 11,8...19,7        | 80     | 0,7...1,3          | 0,3...0,4           | 3000                          | 60...80/<br>мінус 5                           |
|                                 | УДЭУ-2500-УХЛ4 | 2004                          | 2,5                        | 13,6...22,4        | 80     | 1,04...1,2         | 0,365...<br>0,411   | 3000                          | 61...65/<br>0                                 |
|                                 | УТДУ-2500      | 2004                          | 2,5                        | 34,5               | 80     | 5,0...5,5          | 2,7...3,5           | 3000                          | 11...мін<br>ус<br>9/мінус<br>20               |
|                                 | УТДУ-4000      | 2004                          | 4,0                        | 4,9...27,1         | 80     | 2,04...3,8<br>2    | 0,35...0,<br>546    | 8000                          | 71...87/<br>0                                 |
| ФГУП «Турбонасос»               | ТПГ 0,5        | 1996                          | 0,5                        | 6                  | 60     | 3,2                | 1,6                 | 10500                         | -   |
|                                 | ТПГ 1,0        | 1996                          | 1,0                        | 8                  | 65     | 5,5                | 1,6                 | 10500                         | -   |
|                                 | ТПГ 2,5        | 2003                          | 2,5                        | 10                 | 75     | 5,5                | 0,6                 | 14000                         | -   |
|                                 | ТПГ 5,0        | 2003                          | 5,0                        | 20                 | 77     | 5,5                | 0,6                 | 14000                         | -   |
| ЗАО «Уральский турбинный завод» | ГУБТ-6М        | 1966                          | 6                          | 79,8               | 85     | 0,26               | 0,115               | 3000                          | -   |
|                                 | ГУБТ-8М        | 1966                          | 8                          | 86,4               | 85     | 0,30               | 0,115               | 3000                          | -   |
|                                 | ТГУ-11         | 1997                          | 11,5                       | 42,7               | 87     | 1,10               | 0,17                | 3000                          | -   |
|                                 | ГУБТ-12М       | 1966                          | 12                         | 119,7              | 85     | 0,33               | 0,115               | 3000                          | -   |
| ВАТ ІВП «Енергія»               | ТДА-1000       | 2005                          | 1,0                        | 9,4                | 70     | 5,5...3,0          | 1,2...0,7           | 15100                         | 60/ -6  |
|                                 | ДГА-5000       | 1992                          | 5,0                        | 31,5               | 75     | 0,6...1,2          | 0,07.0,1<br>5       | 9600                          | 80/- 20                                       |
|                                 | ДГА-6000       | проект                        | 6,0                        | 36,6               | 75     | 5,5...3,0          | 1,2...0,7           | 9600                          | 90/0  |

2500, потужністю 2500 кВт, можливо отримання холоду з температурним рівнем до мінус 30°C.

ДП НВКГ «Зоря» – «Машпроект», Україна, м. Миколаїв, пропонує детандер-генераторні установки ДГА-2500СД1, ДГА-2500СД2, ДГА-2500ВД, ДГА-3000ВД для ГРС і ГРП газопроводів середнього і високого тисків [20].

Таблиця 1.2 – Основні характеристики ДГА виробництва ДП НВКГ «Зоря» – «Машпроект»

| Установка                             | ДГА-2500СД1  | ДГА-2500СД2  | ДГА-2500ВД   | ДГА-3000СД   |
|---------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Потужність на клеммах генератора, кВт | 2200         | 2500         | 2500         | 3400         |
| Витрата газу, нм <sup>3</sup> /год    | 50000        | 50000        | 79000        | 50000        |
| Тиск газу на вході, МПа (абс.)        | 2,3          | 2,3          | 4,0          | 2,5          |
| Тиск газу на виході, МПа (абс.)       | 0,25         | 0,19         | 1,02         | 0,22         |
| Температура газу на вході, °С         | +130         | +160         | +90          | +180         |
| Температура газу на виході, °С        | +15          | +60          | +10          | +25          |
| Габаритні розміри, м                  | 12,0x2,9x3,2 | 12,0x2,9x3,2 | 12,0x2,9x3,2 | 12,0x2,9x3,2 |
| Маса з генератором і обладнанням, кг  | 31000-33000  | 31000-33000  | 31000-33000  | 31000-33000  |
| Повний ресурс, год                    | 120000       | 120000       | 120000       | 120000       |

Випускаються установки розраховані на витрату природного газу 50000 – 79000 нм /год і тиск газу в трубопроводі високого тиску від 4,0 до 2,3 МПа. Потужність на клеммах генератора для установки ДГА-2500СД1 становить 2 200 кВт для установок ДГА-2500СД2 і ДГА-2500ВД – 2 500 кВт, для установки ДГА-3000СД – 3 400 кВт.



Серед зарубіжних виробників детандерів різного призначення можна виділити компанії Atlas Copco (Швеція), що виробляє ДГА з 1975 року; Dresser-Rand Company (США); Elliott Group (Ebara Corporation (США), що випускає газорасширительные машини з 1950-х рр.; GE Oil & Gas Rotoflow (США), розвиваючи турбодетандерну технологію більше 40 років, MAN Turbo AG (Німеччина), Siemens Energy (Німеччина), ENCE GmbH (Швейцарія) [16,17, 19].

### **1.3. Аналіз схем детандер-генераторних установок**

За умовами експлуатації детандерів, газопроводів та запірно-регулюючої арматури необхідний попередній підігрів газу перед детандером. Підігрів газу може здійснюватися різними способами з застосуванням як джерел високопотенційне енергії (палива), так і низькопотенційних джерел енергії (теплоти). При використанні для підігріву газу перед детандером низькопотенційних джерел теплоти (НДТ) схеми детандер-генераторних установок не вимагають спалювання палива для забезпечення працездатності.

В роботах [21...23] розглянуто схеми детандер-генераторних установок. У всіх схемах ДГА встановлюється паралельно дроселюючому пристрою, дозволяючи редукувати тиск газу як за допомогою дроселюючого пристрою, так і за допомогою ДГА. Як правило, при експлуатації газоспоживаючого обладнання до 25% витрати газу направляється на пристрій, що дроселює. Таке рішення дозволяє забезпечувати надійність газопостачання газоспоживаючого обладнання. Схеми можуть включати в себе теплообмінники підігріву газу, що обумовлюється особливостями експлуатації обладнання. Однак існує технічне рішення, в якому відсутній підігрів газу. Принципова схема установки без підігріву газу представлена на рисунку 1.6.

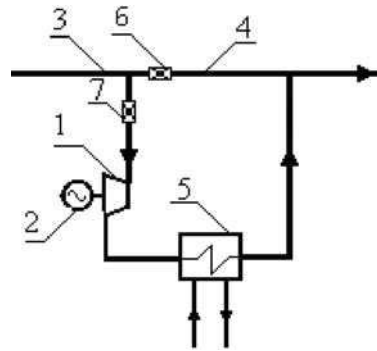


Рисунок 1.6 – Принципова схема детандер-генераторної установки без підігріву газу:

1 – детандер; 2 – генератор; 3 – газопровід високого тиску; 4 – газопровід низького тиску; 5 – теплообмінний апарат; 6 – пристрій, що дроселює ГРС (ГРП); 7 – пристрій, що дроселює газ перед ДГА

Така схема реалізована на ГРС – 3, м. Москва. Детально це рішення (отримання холоду за рахунок використання перепаду тиску природного газу) описано в [24].

Через зниження наявного теплоперепаду газу в детандері внаслідок встановлення дроселя, найбільш ефективна реалізація такої схеми на ГРС (ГРП) з невисокими відносинами тиску входу-виходу транспортованого газу.

Застосування дросельного пристрою в схемах детандер-генераторних установок з метою виключення значного пониження температури газу на виході з ДГА неекономічно, тому були розроблені схеми установок з підігрівом газу перед детандером. В таких схемах перед ДГА встановлюється теплообмінний апарат, що забезпечує підігрів транспортованого газу.

На рисунку 1.7 представлена принципова схема детандер-генераторної установки з попереднім підігрівом газу за рахунок низькопотенційного джерела теплоти. Використання низькопотенційного тепла можливо завдяки теплонасосним установкам (ТНУ), які є трансформаторами теплоти.

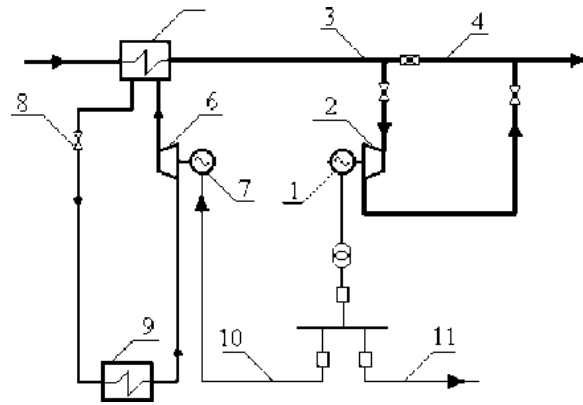


Рисунок 1.7 – Принципова схема установки з підігрівом газу перед ДГА в ТНУ:

1 – генератор; 2 – детандер; 3 – газопровід високого тиску;  
 4 – газопровід низького тиску; 5 – теплообмінний апарат (конденсатор ТНУ); 6 – компресор ТНУ; 7 – електродвигун; 8 – пристрій, що дроселює ТНУ; 9 – випарник ТНУ; 10 – електричне коло подачі електроенергії на електродвигун 7; 11 – електричне коло подачі електричної енергії споживачу

Природний газ високого тиску надходить в теплообмінний апарат 5, є конденсатором теплонасосної установки, в якому відбувається підігрів газу за рахунок НІТ. Нагріте в теплообміннику 5 газ прямує в детандер 2, де газ розширюється. Після розширення в детандері, газ прямує в трубопровід низького тиску 4, а механічна робота, отримана в детандері, перетворюється в електричну енергію в електрогенераторі 1. Частина електроенергії, виробленої генератором, направляється на привід компресора ТНУ, а інша частина може бути корисно використана для відпустки зовнішньому споживачеві.

В [22] показано, що частка потужності, що віддається в мережу, може варіюватися від 52% до 81%. Цей показник залежить від температури газу на вході в установку і від температури НІТ.

Теплонасосні установки, які використовуються для підігріву газу, можуть бути різних типів. На рисунку 1.5 представлена схема установки з паро-

компресійної теплонасосної установки. Можливе також використання повітряних теплових насосів [25], схема такої установки показана на рисунку 1.8.

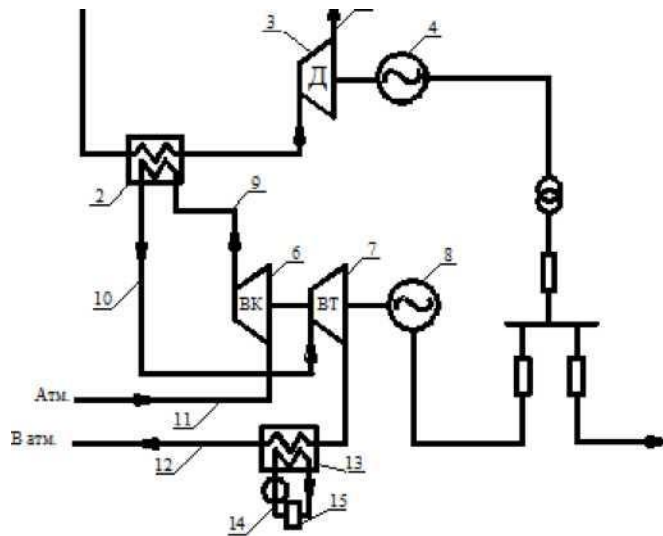


Рисунок 1.8 – Принципова схема установки з підгрівом газу перед ДГА з допомогою повітряного теплового насоса:

- 1 – трубопровід високого тиску; 2 – теплообмінний апарат; 3 – детандер;  
 4 – електрогенератор; 5 – трубопровід низького тиску; 6 – повітряний компресор;  
 7 – повітряна турбіна; 8 – електродвигун; 9 – трубопровід гарячого повітря;  
 10 – повітропровід високого тиску; 11, 12 – повітроводи низького тиску;  
 13 – теплообмінний апарат; 14 – контур циркуляції холодоагенту;  
 15 – споживач холоду

Схема працює наступним чином [25]. Природний газ, який подається газопроводом 1 до детандеру 3, підігрівається до необхідної температури в теплообмінному апараті 2, де в якості гріючого теплоносія використовується нагріте механічним шляхом повітря, що подається з компресора 6. Підігрів природного газу за рахунок теплоти повітря можливий завдяки підвищенню температури повітря в процесі його стиснення в компресорі. При цьому ступінь стиснення повітряного компресора 6 вибирається таким чином, щоб температура повітря на виході компресора була більше необхідної температури підігріву газу. Привід повітряного компресора 6 частково здійснюється електродвигуном 8, частково – повітряної турбіною 7. Після теплообмінного

апарату 2 охолоджене повітря по воздухопроводі 10 подається на вхід повітряної турбіни 7. При адіабатному розширенні в турбіні повітря охолоджується, після чого по повітропроводу 12 скидається в атмосферу. Повітряний компресор 6, повітряна турбіна 7 і електродвигун 8 кінематично пов'язані. Використання повітряної турбіни 7 дозволяє знизити потужність електродвигуна 8. Встановлений в лінії воздуховода 12 теплообмінник-утилізатор холоду 13 з'єднується по контуру холодоагенту 14 із споживачем холоду 15. Електрична енергія, що виробляється електрогенератором 4, кінематично пов'язаних з детандером 3, направляється в мережу. Частина цієї енергії використовується для роботи електродвигуна 8.

Схема, представлена на рисунку 1.8, може бути модифіковано [25]. Принципова схема безпаливної установки з підгрівом газу перед ДГА з допомогою повітряного теплового насоса в одновальному виконанні представлена на рисунку 1.9.

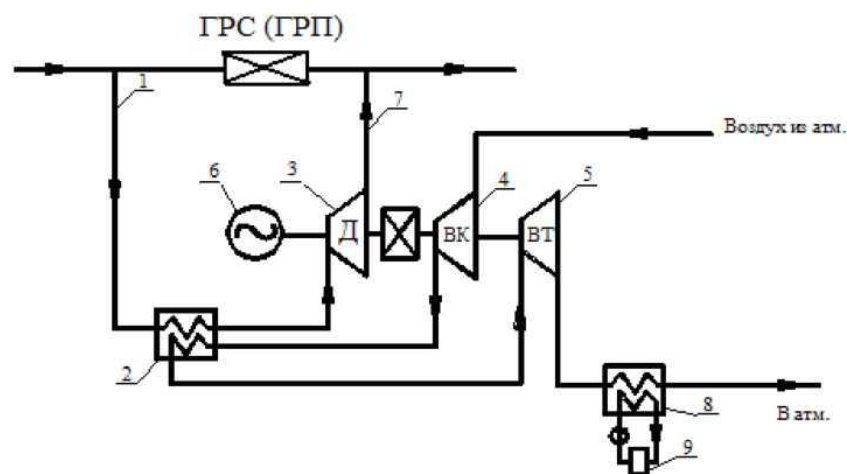


Рисунок 1.9 – Принципова схема безпаливної установки з підгрівом газу перед ДГА з допомогою повітряного теплового насоса

в одновальному виконанні:

1-газопровід високого тиску; 2-підігрівач газу; 3-детандер; 4-повітряний компресор; 5-повітряна турбіна; 6-електрогенератор; 7-газопровід низького тиску; 8-теплообмінник; 9-холодильна установка

Ефективність схеми, показаної на рисунку 1.9, вище ефективності схе-

ми, представленої на рисунку 1.8, за рахунок зниження електричних втрат внаслідок об'єднання на одному валу детандера, повітряного компресора, повітряної турбіни і генератора.

Установки на базі ДГА також можуть використовуватися для отримання теплоти. Принципова схема установки для отримання електроенергії і теплоти [26] представлена на рисунку 1.9.

Крім електроенергії, виробленої детандером 2, установка дозволяє отримувати теплоту для відпустки зовнішньому споживачеві. Теплонасосна установка ТНУ-1 служить для підігріву газу перед детандером 2 в теплообмінному апараті 6. Теплонасосна установка ТНУ-2 призначена для підігріву теплоносія в теплообмінному апараті 23 і відпуску теплоти споживачам. Таким чином, безпаливна установка поєднує в собі детандер і 2 парокompресійні теплонасосні установки, призначені для підігріву природного газу і вироблення теплоти. Установка може працювати в різних режимах, в тому числі в режимах з максимальним відпуском теплоти споживачеві, з максимальною виробленням електроенергії, з максимально можливим підігрівом газу.

#### **1.4 Тригенераційні установки**

Інтерес до питань одночасного отримання електроенергії, теплоти та холоду в одній установці помітно підвищився в кінці минулого десятиліття. В основному це пов'язано з виниклою проблемою енергозалежності та завданнями з підвищення енергоефективності. Комбіноване використання (тригенерація) дозволяє не тільки корисно використовувати (утилізувати) низькопотенційну теплоту енергогенеруючих установок, але і підвищити їх екологічні показники, а у разі спалювання органічного палива – збільшити коефіцієнт використання палива. Крім того, тригенераційні системи є ефек-

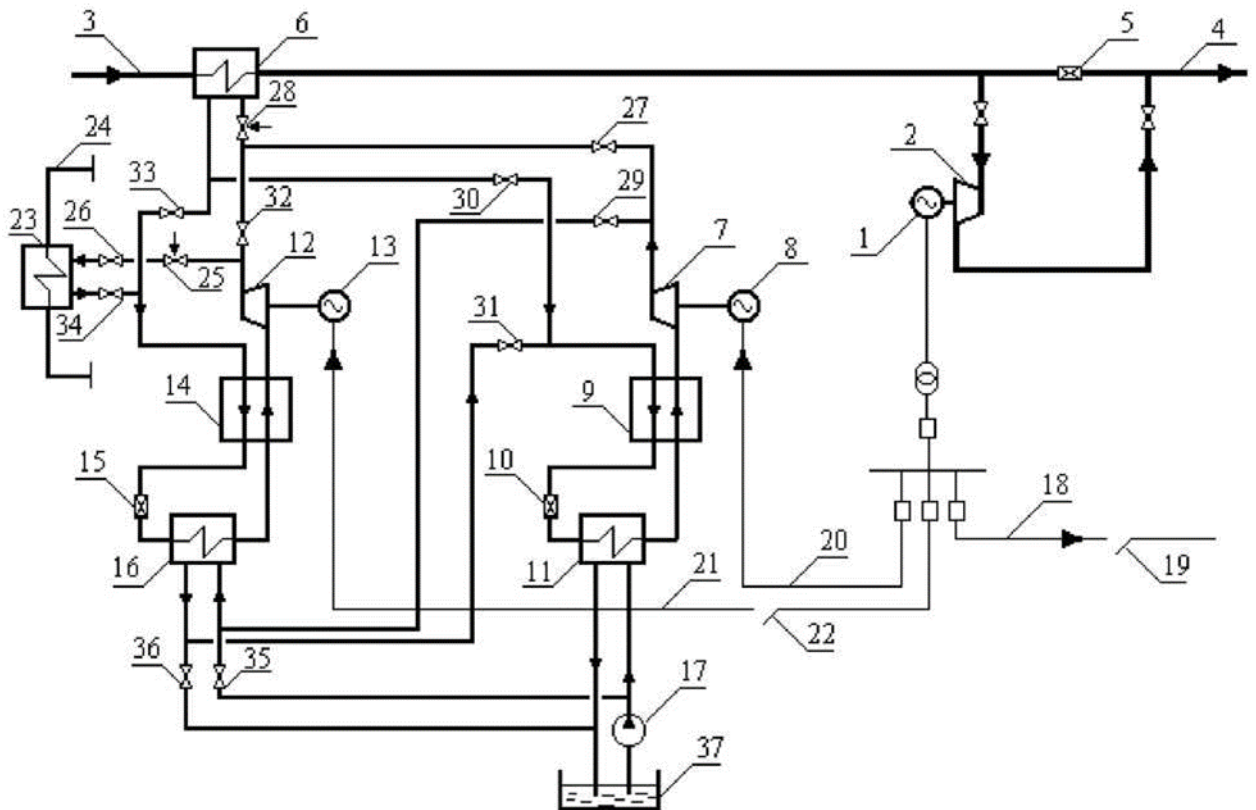


Рисунок 1.10 – Принципова схема установки  
для отримання електроенергії і теплоти:

1 – електрогенератор; 2 – детандер; 3 – газопровід високого тиску; 4 – газопровід низького тиску; 5 – пристрій, що дроселює; 6 – теплообмінний апарат (конденсатор ТНУ-1); 7 – компресор ТНУ-1; 8 – електродвигун ТНУ-1; 9 – регенеративний підігрівник холодоагенту; 10 – пристрій, що дроселює; 11 – випарник ТНУ-1; 12 – компресор ТНУ-2; 13 – електродвигун ТНУ-2; 14 – регенеративний підігрівник холодоагенту; 15 – пристрій, що дроселює; 16 – випарник ТНУ-2; 17 – насос перекачування холодоагенту; 18, 19, 20, 21 – електричні зв'язки; 22 – вимикач;

23 – теплообмінний апарат; 24 – трубопровід; 25, 28 – регулятори;

26, 27, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36 – засувки; 37 – НІТ

тивним засобом задоволення потреб споживача електроенергії, теплоти та холоду, необхідних для реалізації технологічних процесів різних галузей промисловості, так і в сфері послуг та житлово-комунальному господарстві.

Відновлювані джерела енергії можуть забезпечувати роботу всієї три-

генераційної установки або тільки її частини. Найбільш поширені схеми тригенераційних установок зі спільним використанням первинного (органічного) палива та ВДЕ. Установки на базі ВДЕ можуть виробляти або електроенергію, або теплоту. Електроенергія, одержана за рахунок застосування ВДЕ, може використовуватися наступним чином:

- 1) для відпуску споживачеві;
- 2) для організації роботи теплонасосних установок різних типів і холодильних машин.

Теплота, отримана з використанням ВДЕ, може відпускатися тепловому споживачеві, або направлятися на абсорбційну теплонасосну установку для генерації холоду.

Установки, що використовують технологічний перепад тиску транспортованого газу для вироблення електроенергії мають у своїй основі детандер-генераторний агрегат, в якому енергія потоку транспортованого газу перетворюється в механічну енергію обертання вала, а механічна енергія, у свою чергу, перетворюється в електричну. На основі детандер-генераторних агрегатів можна створити тригенераційні установки, що виробляють електроенергію, тепло і холод. В роботі [27] запропонована принципова схема установки на базі ДГА, що дозволяє отримувати електроенергію з одночасним відпуском теплоти різних температурних рівнів (теплоти і холоду). Одержання теплоти і холоду реалізується у встановленні наступним чином: після розширення в детандері газ подається в теплообмінний апарат, службовець джерелом теплоти або холоду для споживача. Отримання того чи іншого виду продукції в теплообміннику залежить від температури газу на виході з детандера. При досить високих температурах газу установка дозволяє отримувати електроенергію та тепло, при низьких температурах – електроенергію та холод. У схемі також передбачений теплообмінник підігріву газу перед детандером. Таким чином, установка дозволяє отримувати або електроенергію та тепло, або електроенергію і холод.

Ще одне технічне рішення отримання електроенергії, теплоти та холо-



ду з використанням ДГА описано у [28]. Принципова схема тригенераційної установки наведена на рисунку 1.11.

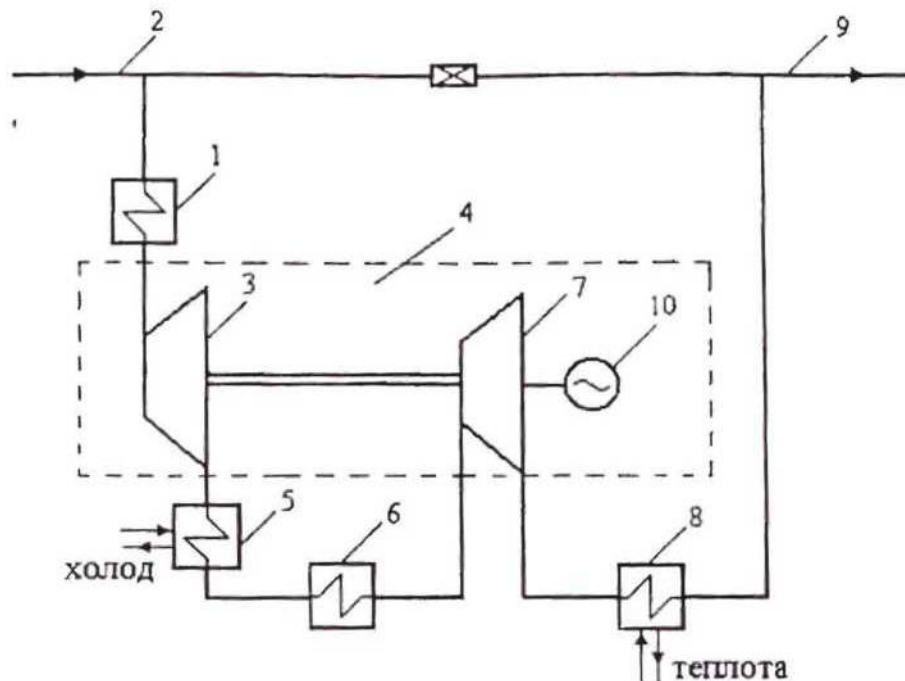


Рисунок 1.11 – Принципова схема установки для отримання електроенергії, теплоти і холоду за допомогою газодетандерного агрегату  
1, 5, 6, 8 – теплообмінні апарати; 2 – газопровід високого тиску; 3 - перший ступінь детандера; 4 – ДГА; 7 – другий ступінь детандера; 9 – газопровід низького тиску; 10 – електричний генератор.

Ця схема дозволяє одночасно отримувати електроенергію, тепло і холод. Електроенергія виробляється двоступінчастим детандер-генераторним агрегатом. Принципово схема дозволяє отримувати теплоту (холод) для споживача як в теплообміннику 5, так і в теплообміннику 8, в залежності від того, які температурні параметри необхідні споживачу.

Схеми обох установок [27, 28] передбачають підігрів газу перед детандером, але в роботах не розглянуті джерела його підігріву. Це означає, що перепад тиску транспортованого газу є не єдиним джерелом енергії, що забезпечує працездатність установок, що необхідно враховувати при аналізі ефективності реалізованих схем.

## 1.5 Теплонасосні установки

З метою забезпечення різних технологічних потреб в складі установок на базі ДГА можуть входити теплові насоси [27, 28]. Застосування теплових насосів в енергетиці відповідає основним вимогам вітчизняної політики в області енергозбереження [1], оскільки дозволяє знизити споживання невідновлюваних енергоресурсів і забруднення навколишнього середовища.

Теплонасосні установки, як і холодильні машини, що працюють по зворотному термодинамічному циклу теплової машини. У зворотному термодинамічному циклі теплової машини (циклі теплового насоса) відбувається перетворення теплоти низького потенціалу в теплоту високого потенціалу за умови підведення роботи в цикл ТНУ [29].

В якості показника ефективності зворотного термодинамічного циклу теплової машини використовують поняття коефіцієнта перетворення [29]. Стосовно до циклу теплового насоса подібний коефіцієнт називають опалювальним коефіцієнтом, який визначається як відношення отриманого від теплового насоса теплоти до витраченої роботи:

$$\mu = \frac{q_{\text{відв}}}{l_{\text{ц}}}, \quad (1.1)$$

де  $q_{\text{відв}}$ , кДж/кг – кількість теплоти, відведеної від теплового насоса;

$l_{\text{ц}}$ , кДж/кг – робота, яка підведена до циклу.

Для ідеального циклу Карно формула (1.1) приймає вигляд:

$$\mu = \frac{T_{\text{відв}}}{T_{\text{відв}} - T_{\text{підв}}}, \quad (1.2)$$

де  $T_{\text{відв}}$ ,  $T_{\text{підв}}$ , К – температури відведення і підведення теплоти в циклі Карно.

Аналіз величини опалювального коефіцієнта з (1.2) показує, що його значення залежить від різниці температур у споживача і низькопотенційного джерела теплоти ( $T_{\text{ВДВ}} - T_{\text{ПДВ}}$ ). Чим менше ця різниця, тим вище коефіцієнт перетворення. В сучасних ТНУ коефіцієнт перетворення теплоти досягає 2...5.

Незважаючи на те, що історія теплонасосної технології налічує понад 150 років, широке практичне застосування ТНУ знайшли тільки до середини ХХ століття. Сьогодні теплонасосна технологія розглядається в першу чергу як напрямок, що дозволяє економити енергетичні ресурси і знижувати антропогенний вплив на навколишнє середовище. Перспективним є створення різних технологічних комплексів, до складу яких входять теплові насоси. Наприклад, застосування теплонасосних установок при використанні відновлюваних енергоресурсів дозволяє створювати високоекономічні установки [30, 31, 32]. Можливо також досягти значного зниження теплового забруднення навколишнього середовища при використанні в якості джерел теплоти низького потенціалу для ТНУ скидів та стоків промислових підприємств. Взагалі джерелами теплоти низького потенціалу можуть бути теплоносії з температурою від 5 °С до 70 °С. Найчастіше використовуються атмосферне повітря, геотермальні джерела, рідкі і газоподібні вторинні енергетичні ресурси [32].

Найбільш широке застосування теплові насоси знайшли в системах теплопостачання [33]. ТНУ можуть застосовуватися як в системах централізованого теплопостачання, так і в індивідуальних системах теплопостачання.

## **Висновки за розділом 1**

1. Аналіз сучасних літературних джерел показав, що досить глибоко досліджений метод генерування електричної енергії за рахунок використання

технологічних перепадів тисків транспортування та розподілу природного газу, в той час як питання комбінованого використання тепла (холоду) та електрики не так широко висвітлені в науково-технічній літературі.

2. Розвиток технології сумісного використання електрики та низькопотенційного тепла в основному йде по шляху використання органічного палива для забезпечення працездатності установок і по шляху сезонного виробництва теплоти та холоду. Для генерації холоду найчастіше застосовуються абсорбційні холодильні машини (кондиціонери).

3. Виконаємо аналіз фізичних процесів, які виникають у детандер-генераторних агрегатах та розрахуємо систему, яка містить детандер-генераторний агрегат та тепловий насос, який використовує викидне тепло та застосовується у технології підготовки газу в детандерній установці.

## РОЗДІЛ 2

### ФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ ПРИ ДЕТАНДЕРУВАННІ ТА АНАЛІЗ СХЕМ СПІЛЬНОГО ВИКОРИСТАННЯ ТНУ ТА ДГА

#### 2.1 Опис фізичних процесів при детандеруванні

Детандерування – адіабатне розширення газу або пари з вчиненням зовнішньої роботи. В ідеальному випадку процес квазірівноваги і описується умовою:

$$S = const.$$

В області помірного холоду використовується в повітряних турбохолодильних установках. В області низьких температур – зрідження низькотемпературних газів, низькотемпературне поділ газової суміші, і також в рефрижераторних установках, призначених для відводу теплоти з низькотемпературних камер.

Процес розширення газу в адіабатних умовах, тобто при відсутності зовнішнього теплообміну, може протікати без зміни ентропії тільки при відсутності яких би то не було внутрішніх процесів тертя. У зв'язку з цим для задоволення умові  $S = const$  необхідно всю енергію стисненого газу перетворити в зовнішню роботу. Очевидно, що при цьому зменшення внутрішньої енергії газу максимально (в порівнянні з іншими процесами розширення при однакових початкових параметрах і ступеня розширення), тому такий процес супроводжується найбільшим зниженням температури. Робота, що здійснюється газом в цьому процесі, повинна бути обов'язково повністю передана ізолюваному від газу пристрою.

Процес розширення газу з віддачею зовнішньої роботи здійснюється в спеціальних машинах – детандерах. Теоретично цей процес може бути повністю оборотним, тобто протікати при постійній ентропії (рис. 2.1).

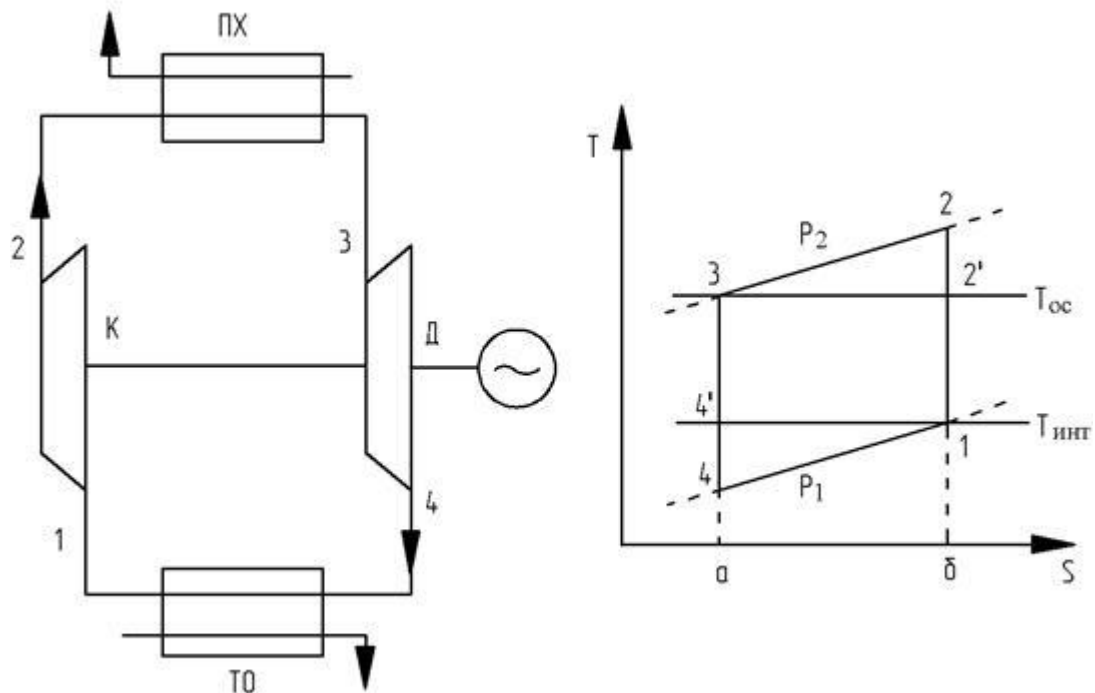


Рисунок 2.1 – Схема і цикл газової холодильної машини:

К – компресор, ПХ – проміжний холодильник, Д – детандер,  
ТО – теплообмінний апарат

Газ засмоктується компресором при тиску  $P_1$  і температурі  $T_{инт}$ , і ізентропійним стискається до тиску  $P_2$ . Стиснутий газ охолоджується в теплообміннику до температури  $T_{oc}$ , розширюється в детандері до початкового тиску  $P_1$ . Теоретично розширення в детандері відбувається при постійній ентропії, і газ повинен охолотитися при цьому до температури  $T_4$ . Насправді процес в детандері кілька відхиляється від адіабатичного

Розширювальні машини:

- машини статичного (об'ємного) дії, в яких розширення газу відбувається в змінному обсязі під впливом поршнів зі зворотно-поступальним або обертовим рухом (рис 2.2);

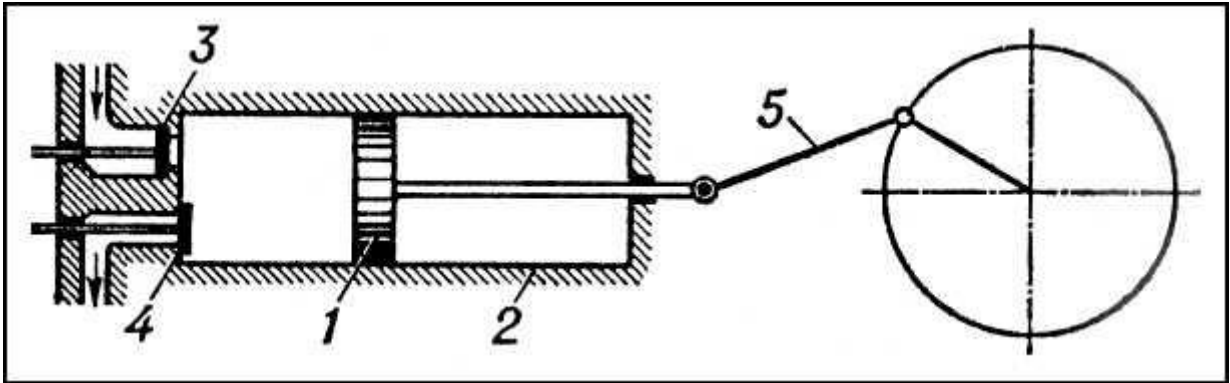


Рисунок 2.2 – Схема поршневого детандера: 1 – поршень; 2 – циліндр;  
3 – впускний клапан; 4 – випускний клапан;  
5 – кривошипно-шатунний механізм

- потокові машини динамічної дії, в яких розширення газу відбувається в результаті його руху через системи нерухомих направляючих каналів і міжлопатковому каналів (турбодетандери). Робота в турбодетандері створюється в результаті взаємодії потоку газу з кільцевими лопаток ґратами, тобто системами лопатей, розташованих навколо осі обертання.

Так як реальні процеси течії і розширення газу не можуть відбуватися без тертя, то в адіабатних умовах процес  $s = const$  в дійсності здійснити неможливо. Це процес ідеальний. Проте, його аналіз має істотне значення.

*Диференціальний детандерний ефект:*

$$\alpha_s = \frac{\partial T}{\partial P},$$

де  $\alpha_s$  – детандерування;

$T$  – температура;

$P$  – тиск.

*Зв'язок між дросельним і детандерним ефектами:*

$$\alpha_s = \alpha_i + \frac{v}{C_p};$$

де  $\alpha_i$  – дроселювання;

$v$  – об’єм;

$C_p$  – ізобарний процес.

З вищенаведених співвідношень можна встановити наступне.

1. Величина  $\alpha_s$  – позитивна величина практично в будь-якій області станів робочого тіла, фізично допускають розширення (виключення тут не розглядаємо).

2. З підвищенням температури  $\alpha_s$  зростає, при цьому відповідно збільшується і робота розширення.

3. Зі збільшенням тиску, тобто зменшенням питомих обсягів і збільшенням щільності робочого тіла,  $\alpha_s$  зменшується. Таким чином, в процесі розширення  $s = const$  величина  $\alpha_s$  змінна.

4. В околиці критичних станів і в області станів киплячій рідини значення  $\alpha_s$  і  $\alpha_i$  найбільш близькі. Співвідношення між  $\alpha_s$  і  $\alpha_i$  залежать від роду газів і газових сумішей. Наприклад, для метану в області температур близько 293 К і тиск близько 6 МПа ставлення  $\alpha_i / \alpha_s = 1.2 / 2.3 = 0.5215$ ; для повітря в області цих же температур і тисків  $\alpha_i / \alpha_s = 0.22 / 1.2 = 0.1835$ . Чим більше відношення  $\alpha_i / \alpha_s$  тим в загальному випадку менш вигідно застосування детандерів.

Величина  $\alpha_s$  для реального газу може бути більше і менше, ніж для ідеального, в залежності від знаку  $\alpha_i$ .

Інтегральний детандерний ефект:

$$-\Delta T = T_1 - T_2 = T_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

де  $-\Delta T$  – різниця температур;

$T_1$  – температура на вході;

$T_2$  – температура на виході;

$p_2$  – тиск на виході;



$p_1$  – тиск на вході;

$k$  – показник адіабати або коефіцієнт Пуассона.

На практиці процеси розширення газів з вчиненням зовнішньої роботи здійснюють у різних розширювальних машинах, які також називають детандер. У детандерах енергія стисненого газу перетворюється в роботу, і процес в тій чи іншій мірі наближається до ізоентропійним. Робота передається або на гальмівний пристрій, або будь-якої зовнішньої середовищі, які обов'язково ізолюють від газу, що розширюється. Існує багато конструктивних різновидів детандерних машин, однак їх можна розділити на клас об'ємних і клас лопаткових (газодинамічних) машин. Робочий процес машин цих двох класів істотно різний.

Організація адіабатного розширення газу з вчиненням зовнішньої роботи в об'ємних машинах.

В об'ємних машинах енергія газу перетворюється в роботу безпосередньо за рахунок сил тиску газу. Найбільш характерним прикладом є поршневий детандер (рисунок 2.2). Сили тиску газу діють на поршень, і енергія газу через механізм руху передається на гальмівний пристрій.

*Організація адіабатного розширення газу з вчиненням зовнішньої роботи в лопаткових машинах (турбодетандери).*

У поршневому детандері енергія газу перетворюється в роботу за рахунок дії на поршень сил тиску. Очевидно, що таку ж по величині зовнішню роботу газ може зробити, якщо енергію стисненого газу перетворити в енергію потоку і використовувати останню для отримання роботи. Цей принцип і був організований в турбодетандері.

Робочий процес в турбодетандері (рис. 2.3) принципово відрізняється від робочого процесу в поршневому детандері, проте все інтегральні співвідношення енергетичного балансу повністю справедливі за умови рівності швидкостей газу на виході і вході з машини.

Ефективність турбодетандерів, як і поршневих детандерів, оцінюють величиною адіабатного ККД. Для більшості турбодетандерів значення ККД знаходяться в інтервалі 0.65-0.85, а для поршневих детандерів значення адіабатного ККД складають 0.7-0.9.

Процес детандерів реалізується з використанням об'ємних турбодетандерів.

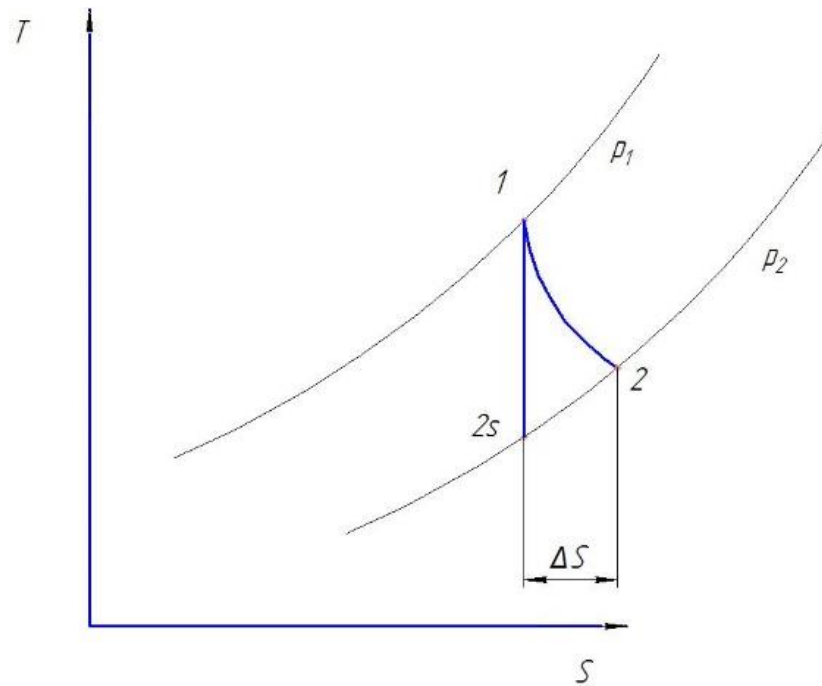


Рисунок 2.3 – Реальне і ідеальне розширення в детандері

$$l_s = h_1 - h_{2s}$$

де  $l_s$  – питома робота при ідеальному розширенні;

$h_1$  – ентальпія вхідного газу;

$h_{2s}$  – ентальпія газу при ідеальному розширенні.

В дійсності

$$l_d = h_1 - h_2$$

де  $l_d$  – питома робота при реальному розширенні;

$h_2$  – ентальпія газу при реальному розширенні.

ККД детандера:

$$\eta_{\text{дет}} = \frac{l_{\text{действ}}}{l_s} < 1$$

Ізоентропійне розширення – адіабатне розширення газу з вчиненням зовнішньої роботи (рис. 2.4).

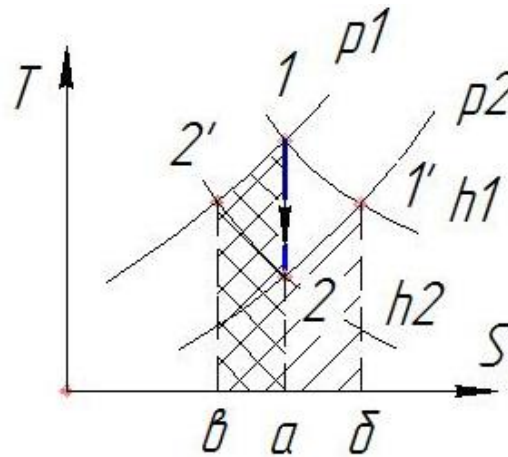


Рисунок 2.4 – До поняття ізоентропійного розширення

$$l_s = h_1 - h_2 \sim \text{пл. "1'2аб12'" } \sim \text{пл. "12'ва1"}$$

Детандерування є оборотним процесом, на відміну від дроселювання, так як на початку і в кінці процесу ентропія не змінюється.

Також, як і дроселювання, ізоентропійного розширення характеризується диференціальним ефектом зниження температури.

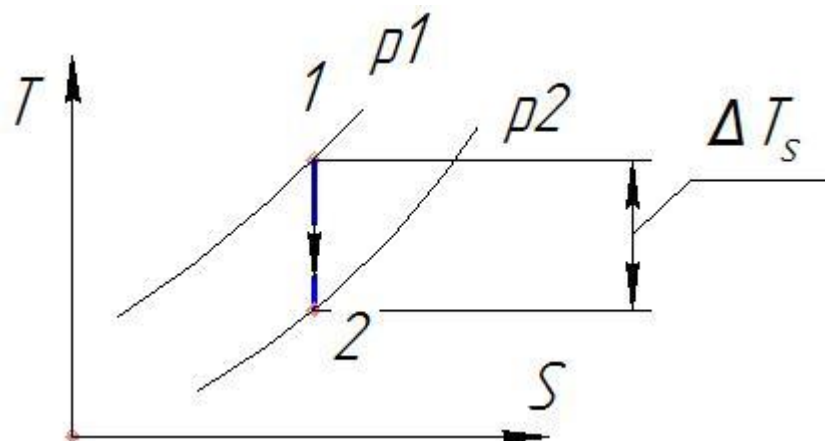


Рисунок 2.5 – Інтегральний ефект детандерування

## 2.2 Область застосування і аналіз ефективності застосування детандерів

Енергозбереження змушує по-новому поглянути на багато технологічних процесів, яким раніше не приділялося належної уваги. Такої уваги заслуговує утилізація потенційної енергії тиску природного газу, що транспортується в трубопроводах. За відводів від газопроводів газ прямує до газорозподільних станцій і газорозподільних пунктах, в яких тиск зменшується до 1,2 і 0,15 МПа. У деяких випадках, наприклад, для подачі газу в газотурбінні двигуни компресорних станцій і електростанцій, тиск знижується до 1,5 – 3,5 МПа.

Зменшення тиску газу зазвичай проводиться в дроселюючих пристроях різних типів, в яких енергія надлишкового тиску газу витрачається на подолання гідравлічних опорів і таким чином безповоротно втрачається. Правда, при цьому в ряді випадків можливе отримання достатньої кількості холоду.

Газ з магістрального трубопроводу замість дроселюючого пристрою подають в детандер. Це триступенева турбіна, в принципі по конструкції мало чим відрізняється від звичайних газових і парових турбін. Газ входить в неї під високим тиском, розширюється там і виходить з низьким тиском. Коли газ розширюється, його температура знижується, так як він віддає при цьому теплову енергію. Відповідно до першого закону термодинаміки. За рахунок зміни енергії газу відбувається робота: впливаючи при розширенні на соплові лопатки турбіни, газ змушує обертатися її вал. Нова конструкція лопаток дозволяє при зміні тиску газу підтримувати стабільним його витрата в турбіні і тим самим стабілізувати її вихідну потужність. Вал турбіни пов'язаний з валом електрогенератора, ніж та утворюється детандер-генераторний агрегат (ДГА). Таким чином, енергія стисненого газу, перш викидається в

атмосферу, тепер перетворюється в електричну енергію. Газ же низького тиску з турбіни направляється споживачу.

Але щоб при його розширенні детандер не замерзали (температура газу знижується на 60-70 °С), газ перед надходженням в турбіну пропускають через теплообмінник, в якому він нагрівається теплом відпрацьованого теплоносія, наприклад, підігрітою водою або мокрим паром ТЕЦ. Цей підігрів одночасно додатково збільшує енергію газу, через що зростають виконувана їм робота в турбіні, а, отже, її потужність і ККД.

Якщо врахувати існуючі і постійно зростаючі в світі витрати природного газу, то при подібному дроселюванні втрати енергії складуть багато десятків мільярдів кВт·год/рік.

На підставі багаторічного досвіду роботи в газовій промисловості загальноновизнаний факт, що застосування турбодетандерних агрегатів для підготовки і переробки газу обумовлює простоту, надійність, низьку металоємність конструкцій і широкий діапазон режимів, відсутність впливу на навколишнє середовище [34].

Наукові передумови і практики дозволяють вважати, що для утилізації енергії надлишкового тиску природного газу – цього вторинного джерела енергії – турбодетандерні установки в найбільшій мірою відповідають завданню екологічної обстановки. Відомі зараз турбодетандерні утилізаційні установки застосовується на газорозподільних станціях, на газорозподільних пунктах різних енергетичних об'єктах, наприклад, на газотурбінних компресорних станціях магістральних газопроводів і теплових електричних станціях [34].

Сьогодні кількість турбодетандерних установок, що знаходяться в експлуатації в Україні і в інших країнах СНД, значно нижче, ніж в розвинених країнах Європи і Америки.

Звичайно ж, детандер-генераторні агрегати не можуть скласти конкуренції великим електростанціям, але в перерахунку на кВт потужності вони вимагають набагато (в 2...4 рази) менших капітальних витрат – в залежності

від потужності ДГА (приблизно до 450 доларів). Їх можна досить швидко, за кілька місяців, розміщувати на територіях вже діючих теплових станцій, окупаються вони за 2,5-3 роки, і вони екологічно чисті.

Щоб отримати кВт·год від детандер-генератора, на підігрів газу витрачається приблизно 70 грам умовного палива, в той час як для вироблення такої ж кількості електроенергії на ТЕЦ спалюється до 300 гр. Але тепло, яке використовується в детандері, відбирається у пари, яка попередньо вже попрацював в паровій турбіні, завдяки чому була проведена електроенергія. Тим самим збільшується ККД ТЕЦ. Якщо ККД теплових турбінних установок не перевищує 40%, найкращих парогазових установок (газотурбінні двигуни в поєднанні з паровою турбіною) – 50%, то ККД детандер-генераторного агрегату досягає 75%, а собівартість виробленої ним електроенергії істотно нижче, ніж на теплових станціях.

Ексергетичний ККД ДГА при підігріві газами котла ПТУ, газової турбіни або інших тепловикористовуючих установок досягає досить високих значень. Застосування ДГА дозволяє ефективно використовувати вторинні теплові ресурси для вироблення електроенергії.

### **2.3 Оцінка можливості використання енергії тиску природного газу на малих газорозподільних станціях**

Ідея використання зазначеного перепаду тиску загальновідома. Є окремі приклади її успішної реалізації шляхом установки великих турбодетандерних агрегатів для вироблення електроенергії.

Практично всі відомі проекти використання надлишкової енергії тиску газу при його скороченні в системах газорозподілу і споживання спрямовані на виробництво електричної енергії. Разом з тим адіабатне розширення газу з віддачею зовнішньої роботи істотно знижується температура робочого тіла, величина цього зниження визначається відношенням тисків на вході і виході розширювальної машини (детандера).

Розрахунки [35] показують, що при зниженні тиску газу з 1,2 до 0,3 МПа температура його знижується на 50-60 °С (в залежності від складу газу і ефективності детандера). При збільшенні ступеня зниження тиску до 6 (від 1,8 до 0,3 МПа) різниця температур зростає до 70-80 °С. Якщо прийняти, що температура газу на вході в машину дорівнює 20 °С, температура потоку після розширення складе -30 – -40 °С в першому і -50 – -60 °С в другому випадках. Таким чином, в результаті використання надлишкової енергії тиску природного газу може вироблятися не тільки електрична енергія, а й значні кількості холоду (від 60 до 80 кДж/м<sup>3</sup>). Виходячи з цього вважаємо за доцільне будівництво при ГРС промислових холодильників, ємність яких буде визначатися величиною стабільного витрати газу через розширювальну машину.

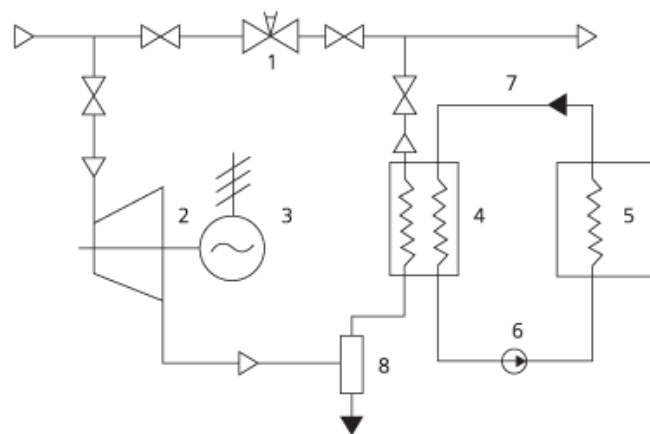


Рисунок 2.6 Принципова схема електротехнологічної детандерної установки:

- 1 – редуктор тиску ГРС, 2 – гвинтовий детандер, 3 – електрогенератор,  
 4 – теплообмінник, 5 – холодна камера, 6 – циркуляційний насос,  
 7 – контур холодоагенту, 8 – сепаратор

Згідно з проектом енерготехнологічної детандерної установки на базі ГРС зі стабільною добовою витратою газу 60 тис. м<sup>3</sup> (рис. 2.6) хладовиробництво виявилось достатнім для забезпечення типового промислового холодильника ємністю 270 т. льоду.

При цьому питома вироблення електроенергії в установці становить  $0,025 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$ , а електрична потужність генератора –  $62,5 \text{ кВт}$ , що цілком достатньо для покриття власних потреб холодильника (автоматика, насоси, освітлення і т.п.).

Незважаючи на очевидну доцільність подібних рішень, практична їх реалізація невідома, що може бути пояснено відсутністю розширювальних машин, здатних працювати в зазначених вище межах тиску і при відносно невеликих витратах газу.

Існуючі розширювальні машини турбінного типу призначені для великих об'ємних витрат.

При малих обсягах газу необхідно суттєво збільшувати швидкість обертання турбодетандера, що помітно впливає на його ефективність.

При використанні більш ширших машин (детандерів) в описаних умовах до них ставляться специфічні вимоги: забезпечення високого ступеня розширення газу, надійна і ефективна робота на змінних режимах, нечутливість до можливого випадання конденсату і утворення гідратів в процесі розширення і т.п.

Цим вимогам в повній мірі задовольняють гвинтові детандери, є, як і поршневі, представниками класу об'ємних машин. На відміну від поршневих гвинтових агрегатів мають обертальний рух робочих органів, в них відсутній механізм газорозподілу, немає «мертвого об'єму».

#### **2.4. Аналіз комбінованих схем підігріву газу.**

У відкритій пресі часто зустрічаються твердження, що детандер-генераторна технологія екологічно чиста, не вимагає спалювання палива, а вироблювана електроенергія є фактично «безпаливною», «зеленою». Однак навіть при відсутності спеціального підігріву природного газу до або після його розширення в детандері використання ДГА призведе до перевитрати палива в енергетичних котлах станції. Це пов'язано з тим, що такий спосіб зниження тиску природного газу, на відміну від дроселювання, тягне за со-



бою істотне зниження його ентальпії і, відповідно, температури (до  $-80 \div (-50)$  °C). Тому більшість реалізованих проектів впровадження ДГА передбачають той чи інший спосіб підігріву природного газу до або після надходження в детандер.

На ТЕЦ підприємства є можливість використовувати в якості джерела тепла вторинні енергоресурси (ВЕР), такі як теплота спалюваних газів, воду з циркуляційного контуру «градирня-конденсатор» і т.п. Використання ВЕР для підігріву природного газу за умови, що подається в котел природний газ матиме ентальпію не нижче тієї, яку має природний газ після дроселювання, дійсно дозволяє вважати дану технологію безпальною. Це важливо враховувати для оцінки ефективності ДГА, як альтернативі дроселювання, а також при виборі джерела тепла і схемного рішення для підігріву природного газу.

На сьогоднішній день розроблено велику кількість схем підігріву природного газу як перед, так і після його розширення в детандері. В якості гріючого середовища використовуються різні види теплоносіїв. Однак, на практиці таким теплоносієм, як правило, є вода, нагріта паром з відборів турбін працюють на ТЕС. Такий спосіб підігріву є одним з найбільш легко здійснених на станції.

У рамках аналізу функціонування комбінованих установок на базі ДГА і ТНУ визначимо головний принцип їх функціонування, що полягає в одночасній генерації електроенергії, теплоти (холоду) за рахунок використання технологічних перепадів тиску транспортованого природного газу і низькопотенційної теплоти вторинних енергетичних ресурсів і/або навколишнього середовища для енергопостачання споживачів згідно з умовами їх роботи.

Принцип функціонування комбінованих установок на базі ДГА і ТНУ реалізується шляхом поєднання в установках електрогенеруючого обладнання, в якості якого використовується детандер-генераторний агрегат, першої теплонасосної установки, що використовується для перетворення теплоти низького температурного потенціалу в теплоту високого температурного потенціалу для забезпечення підігріву газу перед детандером ДГА [19], і

теплонасосного обладнання, призначеного для перетворення теплоти низького температурного потенціалу в теплоту високого температурного потенціалу для забезпечення тепlopостачання, а також отримання холодильної потужності. Вироблена ДГА електроенергія витрачається на привід теплонасосних установок, що залишилася частина передається в електромережу. При цьому і електроенергія, що передається споживачеві, і виробництво теплоти, і виробництво холоду можуть змінюватися від номінального до нульового значення в залежності від потреби в тому чи іншому енергоносії.

Для забезпечення роботи установок потрібні теплота низького температурного потенціалу і технологічний перепад тисків транспортованого природного газу, а енергія, отримана в результаті спалювання органічного палива, не потрібно.

Режим функціонування комбінованих установок на базі ДГА і ТНУ визначається обраною схемою виробництва електроенергії, теплоти та/або холоду, а також застосуванням устаткуванням. Принцип функціонування безпаливних установок для одночасної генерації електроенергії, теплоти та холоду дозволяє розробити наступні схеми установок:

- схема комбінованої установки на базі ДГА і двох ТНУ з спільної генерацією теплоти і холоду;
- схема безпаливної тригенераційної установки на базі ДГА і трьох ТНУ з роздільною генерацією теплоти і холоду.

Зовнішніми вхідними потоками для комбінованих установок на базі ДГА і ТНУ є:

- енергія потоку транспортованого газу;
- теплота низького температурного потенціалу, що подається до установки трансформації теплоти.

Зовнішніми виходять потоками для установки є:

- електрична енергія, що віддається в мережу;
- теплота, що віддається споживачеві;

- холод, що звільнюється споживачеві.

Слід зазначити взаємозалежність вхідних і вихідних потоків, що виражається в математичному поданні фізичних процесів, що протікають в установках.

Вплив зовнішнього середовища на установки полягає у впливі таких факторів:

- параметри транспортованого природного газу;
- параметри теплоти низького температурного потенціалу, що подається до установки трансформації теплоти;
- завдання споживачів на постачання електроенергії, теплоти та холоду.

Зовнішні вхідні та вихідні потоки визначають внутрішні потоки в комбінованих установках. Внутрішніми потоками енергії в установці є:

- частина виробленої детандер-генераторним агрегатом електроенергії, переданої на установку трансформації теплоти, яка забезпечує працездатність ДГА;
- частина виробленої детандер-генераторним агрегатом електроенергії, переданої на встановлення трансформації теплоти для генерації теплоти і холоду для споживача;
- теплота, що відводиться від установки трансформації теплоти для забезпечення працездатності ДГА.

#### **2.4.1 Схема комбінованої установки на базі ДГА і двох ТНУ з спільної генерацією теплоти і холоду**

Структурна схема установки одночасної генерації електроенергії, теплоти та холоду за рахунок використання технологічних перепадів тиску транспортованого природного газу в ДГА і низькопотенційної теплоти вторинних енергетичних ресурсів і/або навколишнього середовища у двох ТНУ представлена на рисунку 2.7.

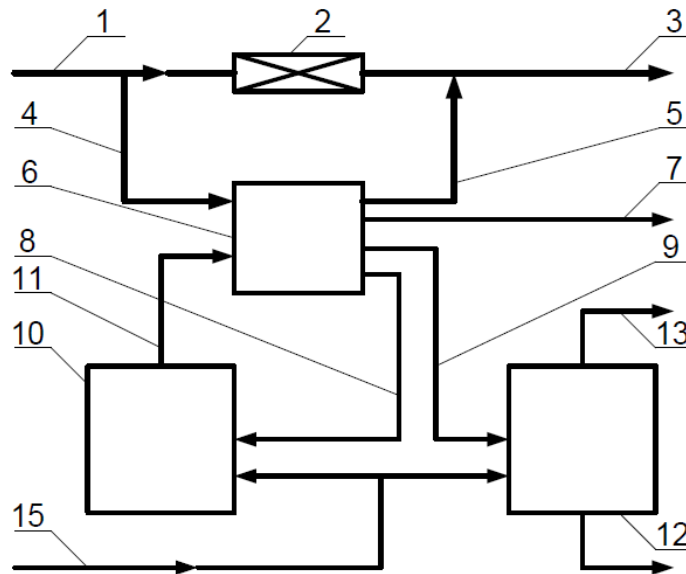


Рисунок 2.7 – Структурна схема безпаливної тригенераційної установки з детандер-генераторним агрегатом і двома тепловими насосами

Структурна схема безпаливної установки з детандер-генераторним агрегатом і двома теплонасосними установками включає в себе наступні основні елементи: детандер-генераторний агрегат 6, підключений паралельно дроселюючому пристрою 2; установку трансформації теплоти 12, призначену для генерації теплоти і холоду, передаються споживачеві; встановлення трансформації теплоти 10, призначену для підігріву газу в детандер-генераторному агрегаті. Основні елементи схеми з'єднані між собою і з зовнішнім середовищем газовими лініями 1, 3, 4, 5; лініями передачі електроенергії 7, 8, 9; лініями передачі теплоти 11, 15, 16, 17, 13, а також ліній передачі холоду 14.

Установка функціонує наступним чином. Природний газ високого тиску надходить на безпаливну установку для одночасної генерації електроенергії, теплоти та холоду по лінії 1. Частина газу дроселює в дроселюючому пристрої 2 і далі прямує по лінії 3 споживачеві.

Друга частина природного газу високого тиску подається в детандер-генераторний агрегат 6 по лінії 4. В ДГА газ підігрівається теплотою високого температурного потенціалу перед детандером, після чого подається в детандер. В детандері ентальпія газу перетвориться в механічну роботу, яка по-

тім перетвориться в генераторі ДГА в електричну енергію. Після розширення у ДГА природний газ по лінії 5 подається в лінію 3 низького тиску газу і, після змішування з газом, які пройшли через пристрій, що дроселює 2, направляється споживачеві. Одна частина виробленої детандер-генераторним агрегатом електроенергії по лінії 7 подається в електромережу. Друга частина лінії 8 подається на установку 10 трансформації теплоти, призначену для підігріву газу в детандер-генераторному агрегаті. Третя частина подається на установку 9 трансформації теплоти, що служить для генерації теплоти і холоду, що спрямовуються споживачеві. Теплота високого температурного потенціалу відводиться споживачу від установки 12 по лінії 13, а холод відводиться по лінії 14. Газ перед ДГА підігрівається теплотою високого температурного потенціалу, що надходить по лінії 11 від установки 10. Загальна лінія 15 служить для подачі теплоти низького температурного потенціалу на безпаливну установку одночасної генерації електроенергії, теплоти та холоду. З лінії 15 теплота низького температурного потенціалу подається на встановлення трансформації теплоти 10 і 12 по лініях 16 і 17 відповідно.

Слід зазначити, що в парокompресійної ТНУ генеруються теплова  $Q_T$  і холодильна  $Q_X$  потужності пов'язані з підводиться до неї електричною потужністю  $N_{Э}$  виразом, наступним з Першого початку термодинаміки:

$$Q_T = Q_X + N_{Э} . \quad (2.1)$$

Для забезпечення працездатності установки з парокompресійної ТНУ передбачають [36] наявність двох додаткових теплообмінних апаратів, один з яких призначений для підведення додаткової теплоти від низькопотенційного джерела в випарнику ТНУ при низькій холодильній потужності установки, не забезпечують необхідну теплову потужність, другий – для відводу надлишкової теплоти в конденсаторі ТНУ при низькій тепловій потужності, не забезпечують необхідну холодильну потужність установки.

### 2.4.2 Схема безпаливної тригенераційної установки на базі ДГА і трьох ТНУ з роздільною генерацією теплоти і холоду

Структурна схема установки одночасної генерації електроенергії, теплоти та холоду за рахунок використання технологічних перепадів тиску транспортованого природного газу в ДГА і низькопотенційної теплоти вторинних енергетичних ресурсів і/або навколишнього середовища в трьох ТНУ представлена на рисунку 2.8.

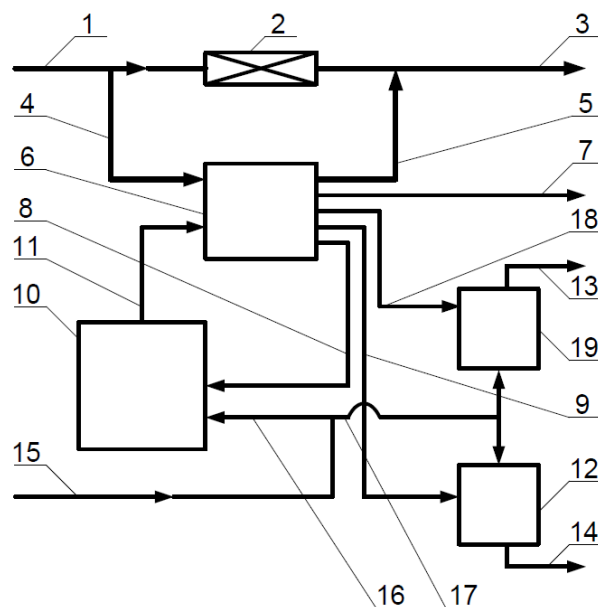


Рисунок 2.8 - Структурна схема безпаливної тригенераційної установки з детандер-генераторним агрегатом і трьома тепловими насосами

Структурна схема безпаливної установки з детандер-генераторним агрегатом і трьома теплонасосними установками включає в себе наступні основні елементи: детандер-генераторний агрегат 6, підключений паралельно дроселюючому пристрою 2; установку трансформації теплоти 10, призначену для підігріву газу в детандер-генераторному агрегаті; встановлення трансформації теплоти 12, призначену для генерації холоду; встановлення трансформації теплоти 19, призначену для генерації теплоти. Основні елементи схеми з'єднані між собою і з зовнішнім середовищем газовими лініями 1, 3, 4, 5;

лініями передачі електроенергії 7, 8, 9, 18; лініями передачі теплоти 11, 15, 16, 17, 13, а також ліній передачі холоду 14.

Установка функціонує наступним чином. Природний газ високого тиску надходить на безпаливну установку для одночасної генерації електроенергії, теплоти та холоду по лінії 1. Частина газу дроселює в дроселюючому пристрої 2 і далі прямує по лінії 3 споживачеві. Друга частина природного газу високого тиску подається в детандер-генераторний агрегат 6 по лінії 4. В ДГА газ підігривається теплотою високого температурного потенціалу перед детандером, після чого подається в детандер. В детандері ентальпія газу перетворюється в механічну роботу, яка потім перетворюється в генераторі ДГА в електричну енергію. Після розширення у ДГА природний газ по лінії 5 подається в лінію 3 низького тиску газу і, після змішування з газом, які пройшли через пристрій, що дроселює 2, направляється споживачеві. Одна частина виробленої детандер-генераторним агрегатом електроенергії по лінії 7 подається в електромережу. Друга частина лінії 8 подається на установку 10 трансформації теплоти, призначену для підігріву газу в детандер-генераторному агрегаті. Третя частина подається на установку 9 трансформації теплоти, що служить для генерації холоду, направляється споживачеві по лінії 14. Теплота високого температурного потенціалу відводиться споживачу від установки 19 по лінії 13, електроенергія для приводу ТНУ 19 подається по лінії 18 від ДГА. Газ перед ДГА підігривається теплотою високого температурного потенціалу, що надходить по лінії 11 від установки 10. Загальна лінія 15 служить для подачі теплоти низького температурного потенціалу на безпаливну установку одночасної генерації електроенергії, теплоти та холоду. З лінії 15 теплота низького температурного потенціалу подається на встановлення трансформації теплоти 10 і 12 по лініях 16 і 17 відповідно.

В якості критерію ефективності роботи енергогенеруючої установки, що включає ДГА з підігрівом газу перед детандером і після нього (ДГА+ТНУ-1), вибрати величину потужності, що направляється споживачеві.

ві. Ця величина являє собою різницю потужності, що виробляється детандером, і потужності власних потреб установки:

$$N_{\text{Э}} = N_{\text{ДГА}} - N_{\text{СН}}, \quad (2.2)$$

де  $N_{\text{СН}}$  – потужність власних потреб установки, яка включає в себе потужність компресора ТНУ-1 і потужність насосів, що перекачують носій теплоти низького температурного потенціалу.

Вибір даного критерію в якості критерію ефективності роботи установки обумовлений необхідністю оптимізації розподілу підігрівів газу до і після детандера [36]. При збільшенні підігріву газу перед детандером зростає виробляється їм потужність, але разом з тим зростає і потужність компресора ТНУ-1, а потужність перекачувального насоса знижується. Очевидно, що найбільше термодинамічна ефективність установки буде досягнута при максимальному значенні критерію ефективності

$$N_{\text{Э}} = \max$$

при прийнятих умовах розрахунку. При цьому розподіл підігріву в установці буде оптимальним, оскільки критерій ефективності враховує як вироблення потужності детандером, так і витрати на привід компресора ТНУ-1 і насосів.

## **Висновки за розділом 2**

1. Розглядаючи різні схеми установки на базі ДГА і ТНУ було виявлено, що розвиток технологій ще не можна вважати максимально можливим, не тільки на території України, а й на територіях інших країн, де детандер впроваджений у реальні проекти.



2. Однією з важливих проблем, в вирішенні якої використовуються ТНУ є охолодження газу, але без неї можливо використання детандера, оскільки все ж можна отримати рідкий азот, водень і інші гази, а тому технологія може мати новий рівень для досліджень.

## РОЗДІЛ 3

### АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СПІЛЬНОЇ РОБОТИ СИСТЕМИ ДГА І ТНУ

#### 3.1. Розрахунок втрат тиску газу перед ГРП

Утилізаційні установки з'єднані з ГРС (ГРП) і споживачами газу трубопроводами для підведення і відведення газу, в яких розміщені допоміжні пристрої, що забезпечують роботу УТДУ. До них, зокрема, відносяться запірно-регулююча арматура, теплообмінники для підігріву (або охолодження) газу, сепаратори та ін. Аеродинамічний опір підвідних і відвідних трубопроводів ним встановленого на них обладнання знижує ступінь розширення газу в турбодетандере і тому погіршує енергетичні якості УТДУ. Параметри газового потоку на виході підвідного газопроводу є вхідними параметрами турбодетандера. Швидкість руху газу в трубопроводах може досягати величини  $20 \div 25$  м/с і вище, так що за невеликий час протікання частинок через трубопровід теплообмін з навколишнім середовищем практично не встановлюється. На цій підставі приймається, що протягом газу в трубопроводах є адіабатичним, за винятком, звичайно, тих ділянок, де знаходяться теплообмінні апарати. На ділянках трубопроводу, що містять теплообмінні апарати, в повному падінні тиску слід додатково врахувати вплив підведення або відведення тепла. У газодинаміці доводиться, що підведення тепла до газу, який рухається по каналу постійного перерізу, супроводжується зменшенням тиску газу, а відведення тепла, навпаки – підвищенням тиску. Зменшення тиску газу, обумовлене його підігрівом, являє собою тепловий опір. При охолодженні газу тепловий опір негативно, тобто воно зменшує загальний опір теплообмінника.

Для розрахунку тиску  $p_2$  в будь-якій точці газопроводу при відомих параметрах на його вході може бути використаний зручний наближений інженерний метод, заснований на тому, що обчислені в цій точці ентальпії  $i'_2$  і  $i''_2$  з допомогою рівняння енергії:

$$i + \frac{c^2}{2} = \bar{i} = const,$$

де  $i$  – ентальпія повного гальмування;

$i$  рівняння стану:

$$f(p, \rho, i) = 0,$$

повинні збігатися при цілком певному значенні тиску  $p_2$ .

Заданими при таких розрахунках є параметри газу на вході в газопровід  $p_1, T_1, c_1$  і, отже,  $i_1$  і  $\bar{i}_1$  і геометрія трубопроводу (діаметр  $D$  і довжина  $l$  до розглянутого перерізу), шорсткість внутрішньої поверхні газопроводу  $k_s$  і сума всіх місцевих опорів  $\xi_m$ .

Вихідні дані для розрахунку:

Параметри газу на виході із магістрального газопроводу, тиск і температуру, приймемо середніми для опалювального періоду перед ГРП Харківська ТЕЦ-5 .

$$p_1 = 1,1 \text{ МПа (надмірне)}, T_1 = 265 \text{ }^\circ\text{К}$$

Будемо припускати, що по газопроводу протікає чистий метан. Довжина ділянки від магістрального газопроводу до турбодетандера  $l = 100$  м, його діаметр  $D = 0,4$  м. Сума всіх місцевих опорів  $\xi_m = 25$ .

Користуючись таблицями для метану [38], знайдемо параметри для вхідного перерізу:

$$p_1 = 8.25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \mu_1 = 10.16 \cdot 10^{-6} \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}}; \quad i_1 = 1541.8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Ентальпія гальмування:

$$\bar{i}_1 = i_1 + \frac{c_1^2}{2} = 1541.8 + \frac{25^2}{2} = 1542.1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Масовий витрата газу:

$$G = p_1 F c_1 = 8.25 \cdot 0.1256 \cdot 25 = 26 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

Де  $F = 0.1256 \text{ м}^2$  – площа перерізу труби.

Масова швидкість газу:

$$U_M = \frac{G}{F} = \frac{26}{0.1256} = 207 \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}^2}.$$

Число Рейнольдса:

$$R_e = \frac{p_1 c_1 D}{\mu_1} = \frac{8.25 \cdot 25 \cdot 0.4}{10.16 \cdot 10^{-6}} = 8.12 \cdot 10^6.$$

Нехай шорсткість така, що  $k_s = 0.2 \text{ мм}$ , тоді  $D/k_s = 2000$  і коефіцієнт опору  $\lambda_{\text{тр}} = 0.017$ .

Виконаємо розрахунок ентальпії  $i'_2$  у припущенні, що  $p_2 = 6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

Тоді:

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{8.25 + 6}{2} = 7.125 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Падіння тиску в газопроводі за співвідношенням 1.10[37]:

$$\begin{aligned} \Delta p &= p_1 - p_2 = U_M^2 \left( \frac{1}{p_1} - \frac{1}{p_2} \right) + \frac{U_M^2}{2p_{\text{ср}}} \left( \frac{\lambda_{\text{тр}} l}{D} + \xi_M \right) \\ &= 207^2 \cdot \left( \frac{1}{8.25} - \frac{1}{6} \right) + \frac{207^2}{2 \cdot 7.125} \cdot \left( \frac{0.017 \cdot 100}{0.4} + 25 \right) = 87941 \text{ Па} \\ &= 0.09 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Тиск на вході в турбодетандером  $p_2 = 1.1 - 0.09 = 1.01 \text{ МПа}$ .

Швидкість газу:

$$c_2 = c_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right) = 25 \cdot \left( \frac{8.25}{6} \right) = 34.38 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

І тоді ентальпія на виході:

$$i'_2 = i'_1 - \left( \frac{c_2^2}{2} \right) = 1542.1 - \left( \frac{34.38^2}{2} \right) = 1541.5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Висновок. По тиску газу перед турбодетандером  $p=1,01$  МПа, я вибираю детандер-генераторний агрегат ДГА-5000, створений АТ «Криокор».

### 3.2. Визначення втрат енергії при дроселюванні газу на ГРП ТЕЦ

Як було згадано вище, при існуючій системі газопостачання технологічне зниження тиску газового потоку при його подачі від магістрального газопроводу до газовикористовуючого обладнання відбувається зазвичай в двох ступенях. У першій з них – це газорозподільні станції – тиск газу в магістральному трубопроводі знижується від 4,0...7,5 МПа до 1,2...1,5 МПа, в другій – це газорегуляторні пункти – від 1,2...1,5 до 0,1...0,3 МПа. Для зниження тиску газу на ГРС і ГРП зазвичай застосовується дроселювання.

Останнім часом в США, країнах Західної Європи та Південно – Східної Азії отримали поширення детандер-генераторні агрегати – установки, що застосовуються на станціях пониження тиску транспортованого природного газу як альтернатива дроселювання потоку і виробляють електроенергію при перепаді тиску газу. Ці установки надійні в роботі, легко регулюються і високо економічні. Їх можна експлуатувати в автоматичному режимі при мінімумі обслуговуючого персоналу. Однак при аналізі енергетичної ефективності ДГА багато російські і зарубіжні дослідники допускають певні методичні неточності [48].

Так, при розгляді переваги використання ДГА для пониження тиску газу порівняно з дроселюванням йдеться про отримання на них електроенергії завдяки «утилізації безповоротно втрачається» при дроселюванні енергії транспортованого природного газу.

Природний газ у більшості випадків використовується як паливо енергетичних котлів, технологічних печей і т. п. Енергія, яку газ віддає в топці, визначається не тільки теплотою його згоряння, але і фізичним теплом палива.

Але як відомо, ентальпія транспортованого природного газу в процесі адіабатичного дроселювання не змінюється (а саме такий процес на станціях пониження тиску). Дроселювання не впливає на фізичне тепло палива, що вноситься потоком газу в топку. Тому говорити про «утилізації безповоротно втрачається» при дроселюванні енергії тиску транспортованого природного газу при подальшому його використанні в якості палива було б неправильно. При адіабатичному дроселюванні втрачається лише потенціал енергії потоку газу, пов'язаний з його високою по відношенню до навколишнього середовища тиском. Цей потенціал характеризує можливість перетворення енергії газового потоку в механічну у якому-небудь пристрої.

Іншими словами, втрачається та енергія, яка необхідна для стиснення газу на компресорній станції від початкового тиску  $p_1=1$  бар до кінцевого  $p_2=11$  бар.

При адіабатному стисненні, робота  $l$  компресора дорівнює [61]:

$$l = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1.31}{1.31-1} \cdot 10^5 \cdot 0.6831 \left[ \left( \frac{11}{1} \right)^{\frac{1.31-1}{1.31}} - 1 \right] =$$

$$= 220.5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

Де  $k$  – показник адіабати для метану  $k=1,31$  [П.1, 4];

$v_1$  – питомий об'єм  $v_1=0,831$  м<sup>3</sup>/кг [табл.3, 2].

При середній витраті газу на Харківська ТЕЦ-5  $G=54000$  м<sup>3</sup>/год і середньої щільності газового потоку  $\rho_r=8$  кг/м<sup>3</sup> втрата енергії складе:

$$Q_{\text{пот.}} = l G \rho_r = \frac{220.5 \cdot 54 \cdot 10^3 \cdot 8}{3600} = 26460 \text{ кВт.}$$

### 3.3. Вибір схеми підігріву газу

Відмінною особливістю детандер-генераторних агрегатів, що експлуатуються як за кордоном, так і в нашій країні, є те, що газ перед детандером повинен бути підігрітий до такої температури, щоб на виході з

детандера температура газу була не нижче 0 °С. Це пов'язано з забезпеченням нормальних умов роботи як самого детандера, так і газових трубопроводів.

Газ перед детандером підігрівається, як правило, до 80...120 °С. Для підігріву газу на ДГА, встановлених на станціях пониження тиску (ГРС і ГРП), які зазвичай використовуються теплообмінники, гріючої середовищем яких є вода, нагріта в котлах, що спалюють органічне паливо. На теплоелектроцентралі газ може бути підігрітий за рахунок теплоти добірного пара турбоустановки, для отримання якого також має бути витрачено органічне паливо. Таким чином, існуючі детандер-генераторні агрегати хоча і дозволяють утилізувати потенційну енергію тиску природного газу, але в той же час не є екологічними чистими, так як для їх експлуатації необхідно спалювати органічне паливо [44].

Позбутися від зазначеного недоліку існуючих ДГА можна, використовуючи для підігріву газу перед детандером теплонасосну установку (ТНУ). При цьому енергія для обертання компресора теплонасосної установки подається від електрогенератора детандер-генераторного агрегату. Робочим тілом в детандері є транспортується газ.

Установка містить кінематично з'єднаний з електричним генератором детандер, підключений вхідним патрубком до трубопроводу високого тиску, а вихідним патрубком до трубопроводу низького тиску. (Детандер підключається паралельно дроселюючому пристрою, що розділяє трубопроводи високого та низького тиску). Теплообмінник, службовець для підігріву газу високого тиску, є одночасно й елементом теплонасосної установки, до складу якої входять також компресор з електродвигуном, дросельний вентиль, регенеративний теплообмінник і випарник.

*Установка працює наступним чином.*

Газ високого тиску надходить у теплообмінник, гріючої середовищем в якому є холодоагент контуру теплонасосної установки, що направляється в теплообмінник компресором, обертається електродвигуном. Холодоагент, віддавши теплоту в теплообміннику надходить в регенеративний

теплообмінник. Потім він розширюється в дросельному вентилі, і надходить у випарник, де нагрівається за рахунок теплоти низькотемпературного джерела і подається у вхідний патрубок компресора. Нагріте в теплообміннику газ високого тиску надходить в детандер. Після розширення в детандері газ надходить у трубопровід низького тиску, а механічна робота газу, отримана в детандері, перетворюється в електричну енергію в електрогенераторі. Частина одержаної в генераторі електричної енергії використовується через електричну зв'язок для приведення в дію електродвигуна компресора. Надлишок електроенергії, виробленої електрогенератором, через електричну зв'язок може бути використаний для електрозабезпечення внутрішніх споживачів, або переданий у загальну мережу.

З аналізу схеми ясно, що для підігріву газу в установці використовується як потенційна енергія стиснутого газу, так і енергія низькопотенційного джерела теплоти.

Для того, щоб визначити, яка частина виробленої генератором електроенергії може бути використана для забезпечення роботи ТНУ і, в кінцевому рахунку, для підігріву газу, були проведені розрахунки при умовах, характерних для роботи ГРП.

Розрахунок установки умовно був розбитий на три етапи:

- розрахунок циклу (схеми) теплонасосної установки;
- розрахунок процесів підігріву і розширення метану в детандері;
- розрахунок витрати теплоносія низькопотенційного джерела теплоти і потужності насоса для перекачування.

Розрахунок циклу теплового насоса проводився при наступних вихідних даних:

- в якості холодоагенту обраний фреон R-142b;
- температура випаровування хладогенту прийнята рівною  $+5^{\circ}\text{C}$ ;
- температура  $t_3$  конденсації холодоагенту дорівнює  $60^{\circ}\text{C}$ .

Температура  $t_4$  переохолодження холодоагенту визначалася з умови близькості до нуля ( $x=0,24$ ) ступеня сухості  $x$  вологої пари хладогенту після



адіабатного розширення. Температура  $t_1$  перегріву визначалася з умови рівності теплоперепадів  $h_3-h_4=h_1-h_6$

Адіабатний коефіцієнт корисної дії компресора  $\eta_{\text{ком}}=0,65$ .

Розрахунок термодинамічних властивостей холодоагенту R-142b в точках циклу теплонасосної установки проводився з термічного рівняння стану Карнахана-Старлінга-де Сантиса:

$$\frac{pv}{RT} = \left[ \frac{1 + y + y^2 + y^3}{(1 + y)^3} - \frac{A}{RT(v + B)} \right] \quad (1),$$

де  $v$  – питомий об'єм, м<sup>3</sup>/кг;

$R$  – газова постійна, кДж/(кг К);

$y$  – величина, що є функцією питомої обсягу:

$$y = \frac{B}{4v},$$

а коефіцієнти  $A$  і  $B$  є функціями температури:

$$A(T) = a_0 \exp(a_1 T + a_2 T^2);$$

$$B(T) = b_0 + b_1 T + b_2 T^2.$$

Таблиця 3.1 – Параметри фреону R-142b, води та метану

| № точки | Речовина | Температура Т, К | Тиск p, бар | Ентальпія h, кДж/кг | Ентропія S, кДж/(кг*К) |
|---------|----------|------------------|-------------|---------------------|------------------------|
| 1       | R142b    | 295,15           | 1,738       | 435,8               | 1,846                  |
| 2       | R142b    | 352,82           | 8,853       | 475,6               | 1,846                  |
| 2д      | R142b    | 373,73           | 8,853       | 497,0               | 1,905                  |
| 3       | R142b    | 333,15           | 8,853       | 277,2               | 1,253                  |
| 4       | R142b    | 323,15           | 8,853       | 263,4               | 1,211                  |
| 5       | R142b    | 278,15           | 1,738       | 263,4               | 1,228                  |
| 6       | R142b    | 278,15           | 1,738       | 421,7               | 1,797                  |
| 7       | вода     | 298,15           | 1           | 104,9               | 0,3672                 |
| 8       | вода     | 298,151          | 2           | 105,0               | 0,3672                 |
| 9       | вода     | 291,15           | 2           | 75,7                | 0,2981                 |

|     |       |        |    |        |        |
|-----|-------|--------|----|--------|--------|
| 10  | метан | 278,15 | 11 | 1544,1 | 10,364 |
| 11  | метан | 363,15 | 11 | 1741,9 | 10,984 |
| 12  | метан | 264,00 | 2  | 1519,8 | 10,984 |
| 12д | метан | 277,20 | 2  | 1548,7 | 11,092 |

Коефіцієнт трансформації для вибраного хладагенту:

$$\mu = \frac{h_{2д} - h_3}{h_{2д} - h_1} = \frac{497 - 277.2}{497 - 435.8} = 3.59$$

При розрахунку підігріву метану в теплообміннику приймалося, що газ підігрівається від 5 до 90<sup>0</sup>С. Розрахунок розширення газу в турбодетандере від 11 до 2 бар, що відповідає параметрам роботи ГРП, проводився при внутрішній відносний ККД турбодетандера дорівнює 0,87. При розрахунку обох процесів застосовувалося рівняння стану метану, наведене в [39].

Результати розрахунку представлені в таблиці 3.1 (точки 10...12д). При витраті метану через турбодетандером  $m_{CH_4}=27$  кг/с і електромеханічному ККД детандера і генератора  $\eta_{MG}=0,98$  його електрична потужність склала:

$$N_{ТД} = (h_{11} - h_{12д})\eta_{MG}m_{CH_4} = (1741.9 - 1548.7) \cdot 0.98 \cdot 27 = 5112 \text{ кВт.}$$

Витрата холодоагенту визначався з виразу:

$$m_{R142b} = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_{2д} - h_3} m_{CH_4} = \frac{1741.9 - 1544.1}{497 - 277.4} \cdot 27 = 24.3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Питома робота компресора:

$$l_K = h_{2д} - h_1 = 497 - 435.8 = 61.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потужність приводу компресора:

$$N_K = l_K m_{R142b} = 61.2 \cdot 24.3 = 1487 \text{ кВт.}$$

В якості джерела теплоти низького потенціалу була прийнята вода з температурою 25 °С і тиском 1 бар. Питома робота, необхідна для перекачування води, визначалася з виразу.

Питома робота, необхідна для перекачування води, визначалася з виразу:

$$l_B = \frac{h_8 - h_7}{\eta_{0i}^H} \quad (2)$$

з використанням таблиць [60]. Параметри, прийняті для розрахунку, наведені в таблиці 3.1 (точки 7...9).

В рівнянні (2)  $\eta_{0i}^H$  – внутрішній відносний ККД насоса.

$$l_B = \frac{105 - 104.9}{0.9} = 0.11 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Витрата води  $m_B$  у випарнику теплонасосної установки:

$$m_B = \frac{h_6 - h_5}{h_8 - h_9} m_{R142b} = \frac{421.7 - 263.4}{105 - 75.7} \cdot 24.3 = 131 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Потужність насоса для перекачування води:

$$N_B = I_B m_B = 0.11 \cdot 131 = 14.41 \text{ кВт.}$$

Таким чином, при розглянутих умовах більш 70% виробленої генератором електроенергії може бути віддано в зовнішню мережу або використане для покриття власних потреб підприємства, а близько 30% виробленої генератором електроенергії повинно піти на забезпечення роботи теплонасосної установки і, тим самим, на підігрів газу до необхідної за умовами експлуатації температури.

### 3.4. Розрахунок підігрівача газу

У трубчастому двоходовому газопідігрівачі природний газ в кількості  $G_2=27$  кг/с повинен нагріватися від  $t'_{ж2}=-8$  °С до  $t''_{ж2}=72$  °С.

Мережна вода в кількості  $G_1=25$  кг/с рухаються всередині сталевих труб ( $\lambda_c=46,5$  Вт/(м\*°С)) діаметром  $d_2/d_1=53/50$  мм і має температуру на вході  $t'_{ж2}=108$  °С.

Природний газ рухається поперек трубного пучка з середньою швидкістю у вузькому перерізі пучка  $w=30$  м/с. Труби розташовані в шаховому порядку з кроком  $s_1=s_2=1,3d_2$ .

Необхідно визначити площу поверхні нагрівання теплообмінника.

Ентальпії газу знаходжу з таблиць теплофізичних властивостей газоподібного і рідкого метану [38].

При  $T'_{ж2}=2650\text{K}$   $h'_2=1541,5$  кДж/кг

При  $T''_{ж2}=3470\text{K}$   $h''_2=172,7$  кДж/кг.

Кількість переданої теплоти:

$$Q = G_2(h''_2 - h'_2) = 27 \cdot (1726.7 - 1541.5) = 5000 \text{ кВт.}$$

Ентальпія води на виході:

$$h''_1 = h'_1 - \frac{Q}{G_1} = 453.16 - \frac{5000}{25} = 251.07 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де  $h'_1=453,1$  кДж/кг – ентальпія води на вході в теплообмінник при  $t'_{ж1}=1080\text{C}$  [60].

При  $h''_1=251,07$  кДж/кг температура води на виході з підігрівача  $t''_{ж1}=600\text{C}$  [60].

Середньоарифметична температура газу

$$t_{ж2} = 0.5(t'_{ж2} + t''_{ж2}) = 0.5 \cdot (-8 + 72) = 32^\circ\text{C}.$$

При цій температурі і тиску 1,1 МПа фізичні властивості газу дорівнюють:

$$\rho_{ж2}=7,08 \text{ кг/м}^3; \mu_{ж2}=11,39 \cdot 10^{-6} \text{ н}\cdot\text{с/м}^2; \lambda_{ж2}=3,3 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}; P_{гж2}=0,736.$$

Середньоарифметична температура води:

$$t_{ж1} = 0.5(t'_{ж1} + t''_{ж1}) = 0.5 \cdot (108 + 60) = 84^\circ\text{C}.$$

При цій температурі фізичні властивості води дорівнюють:

$$\rho_{ж1}=965 \text{ кг/м}^3; \lambda_{ж1}=0,74 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}; \nu_{ж1}=0,349 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; P_{гж1}=2,11.$$

Швидкість руху води:

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho_{ж1}\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 25}{965 \cdot 3.14 \cdot 0.05^2} = 13.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Число Рейнольдса для потоку гріючої води

$$Re_{ж1} = \frac{w_1 d_1}{\nu_{ж1}} = \frac{13.2 \cdot 0.05}{0.349 \cdot 10^{-6}} = 1.89 \cdot 10^6.$$

Режим течії гріючої води турбулентний, і розрахунок числа Нуссельта і коефіцієнта тепловіддачі ведемо за формулою (5-7)[59].

Число Нуссельта

$$Nu_{ж1} = 0.021 Re_{ж1}^{0.8} Pr_{ж1}^{0.8} \left( \frac{Pr_{ж1}}{Pr_{c1}} \right)^{0.25}.$$

Так як температура стінки невідома, то в першому наближенні задаємося значенням

$$t_{c1} \approx 0.5(t_{ж1} + t_{ж2}) = 0.5(84 + 32) = 58^\circ\text{C}.$$

При цій температурі  $Pr_{c1}=3.09$ ;

Тоді

$$Nu_{ж1} = 0.021 \cdot (1.89 \cdot 10^6)^{0.8} \cdot 2.11^{0.43} \cdot \left( \frac{2.11}{3.09} \right)^{0.25} = 151.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючої води:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{ж1} \lambda_{ж1}}{d_1} = 151 \cdot \frac{0.674}{0.05} = 2035 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Число Рейнольдса для потоку газу:

$$Re_{ж2} = \frac{(w_2 d_2 \rho_{ж2})}{\mu_{ж2}} = \frac{30 \cdot 0.053 \cdot 7.08}{11.39 \cdot 10^{-6}} = 9.88 \cdot 10^5.$$

Число Нуссельта і коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до газу при поперечному потоці за формулою (4-6)[59]:

$$Nu_{ж2} = 0.41 Re_{ж2}^{0.6} Pr_{ж2}^{0.33} \varepsilon_s = 0.41 (9.88 \cdot 10^5)^{0.6} \cdot 0.736^{0.33} = 1465.$$

де при шаховому розташуванні труб і

$$\frac{s_1}{s_2} < 2 \quad \varepsilon_s = \left( \frac{s_1}{s_2} \right)^{\frac{1}{6}},$$

і так як

$$s_1 = s_2, \text{ то } \varepsilon_s = 1;$$

$$\alpha_2 = Nu_{ж2} \frac{\lambda_{ж2}}{d_2} = 1465 \cdot \frac{0.0363}{0.053} = 1003 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2035} + \frac{1.5 \cdot 10^{-3}}{46.5} + \frac{1}{1003}} = 658 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}.$$

Так як

$$\frac{t'_{\text{ж1}} - t''_{\text{ж2}}}{t''_{\text{ж1}} + t'_{\text{ж2}}} = \frac{108 - 72}{60 + 8} = 0.53,$$

то середній температурний напір

$$\Delta t_{\text{л.прот.}} \approx \Delta t_{\text{а}} = t_{\text{ж1}} - t_{\text{ж2}} = 84 - 32 = 52 \text{ °C}.$$

За графіком для розглянутої схеми руху теплоносіїв [59] знаходимо:

при

$$P = \frac{t''_{\text{ж2}} - t'_{\text{ж2}}}{t'_{\text{ж1}} + t'_{\text{ж2}}} = \frac{72 + 8}{108 + 8} = 0.69$$

і

$$R = \frac{t'_{\text{ж1}} - t''_{\text{ж2}}}{t''_{\text{ж2}} + t'_{\text{ж2}}} = \frac{108 - 60}{72 + 8} = 0.6$$

$\varepsilon=1,1$ ;

отже,

$$\Delta t = \varepsilon \Delta t_{\text{прот.}} = 1.1 \cdot 52 = 57 \text{ °C}.$$

Площа поверхні нагріву газопідігрівача:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{5000 \cdot 10^3}{658 \cdot 57} = 164 \text{ м}^2.$$

По знайдений поверхні теплообміну вибираємо два підігрівача газу, розроблені на НВО «Геліймаш», за замовленням АТ «Крикор». Площа поверхні кожного підігрівача 86 м<sup>2</sup>.

### 3.5. Розрахунок ступеня турбодетандера

Вихідними даними для розрахунку є:

- витрата газу  $G=3$  кг/с;
- частота обертання ротора  $n=9600$  об / хв;
- тиск газу на вході в апарат соплової  $p_0 = 1,1$  МПа (абсолютний);

- тиск газу після робочого колеса  $p_2 = 0,6$  МПа (абсолютний);
- температура газу на вході в апарат сопловий  $T_0 = 345$  К.

Ці вихідні дані отримані в результаті попереднього вибору числа ступенів і відповідного розбиття всього теплоперепаду турбодетандера, а також необхідності попереднього нагрівання газу.

З попереднього розрахунку відома швидкість газу на вході в апарат соплової  $c_0 = 34,38$  м/с. Розрахунок виконується за табличних значень теплофізичних параметрів чистого метану [2].

Параметри газу перед турбодетандером:

$$i_0 = 1726.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; v_0 = 0.1608 \text{ м}^3; s_0 = 10.701 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Ентальпія газу при ізотропному розширенні в ступені до тиску:

$$p_2 = 0.6 \text{ МПа}; i_{2t} = 1626.5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Ентальпія гальмування на вході:

$$\bar{i}_0 = i_0 \cdot 10^3 + \frac{c_0^2}{2} = 1726.7 \cdot 10^3 + \frac{34.38^2}{2} = 1727.3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Наявний теплоперепад ступені:

$$\bar{H}_0 = \bar{i}_0 - i_{2t} = 1727.3 - 1626.5 = 100.8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Фіктивна швидкість:

$$c_\phi = \sqrt{2 \cdot \bar{H}_0} = \sqrt{2 \cdot 100.8 \cdot 10^3} = 449 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Прийmemo ступінь реактивності на середньому радіусі  $\rho = 0,2$ , оцінимо попередньо коефіцієнт швидкості в соплово і решітці  $\phi = 0,95$ , а кут виходу потоку з соплово і решітки  $\alpha_1 = 13^\circ$ . Тоді оптимальне співвідношення швидкостей:

$$x_\phi^{\text{опт}} = \frac{\phi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}} = \frac{0.95 \cdot \cos 13^\circ}{2 \cdot \sqrt{1 - 0.2}} = 0.517$$

Оптимальна окружна швидкість на середньому радіусі:

$$u = x_{\phi}^{\text{опт}} \cdot c_{\phi} = 0.517 \cdot 449 = 232.1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Середній діаметр ступені:

$$d_{\text{ср}} = \frac{2u}{\omega} = 2 \cdot \frac{232.1}{314.6} = 1.4 \text{ м.}$$

Наявний теплоперепад соплової решітки:

$$H_{0c} = (1 - \rho) \cdot \bar{H}_0 = (1 - 0.2) \cdot 100.8 = 80.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпія газу за соплової ґратами при ізоентропійному розширення:

$$i_{2t} = \bar{i}_0 - H_{0c} = 1727.3 - 80.6 = 1646.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентропії  $s_0 = 10,701$  кДж/(кг·К) і ентальпії  $i_{2t} = 1646.7$  кДж/кг с допомогою таблиць [40] знаходимо тиск і питомий об'єм газу за соплової ґратами при ізоентропійному розширення:

$$p_1 = 0.6829 \text{ МПа}; v_{1t} = 0.2327 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Теоретична швидкість виходу газу з соплової решітки:

$$c_{1t} = \sqrt{1 - \rho} \cdot c_{\phi} = \sqrt{1 - 0.2} \cdot 449 = 401.6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

У відповідності з таблицями [39] швидкість звуку  $a=477$  м/с, т. е. число  $M_{1t}=0,84$ , і тоді вихідна площа соплової решітки:

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{26 \cdot 0.2327}{0.975 \cdot 401.6} = 0.0155 \text{ м}^2, \text{ где}$$

$\mu_1 = 0.975$  – попереднє значення коефіцієнта витрати.

Висота лопаток соплової решітки:

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0.0155}{3.14 \cdot 1.4 \cdot \sin 13^\circ} = 15.7 \text{ мм.}$$

По куту виходу потоку  $\alpha_1=13^\circ$  з урахуванням дозвукового характеру перебігу та досвіду проектування виберемо для соплової решітки по Атласу профілів [56] профіль С-90-12А з хордою  $b_1=50$  мм. Прийmemo відносний крок  $\bar{t}_1=0,76$  і тоді число соплових лопаток:

$$z_c = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{b_1 \cdot \bar{t}_1} = \frac{3.14 \cdot 1.4}{0.05 \cdot 0.76} = 116.$$



Знаходимо за таблицями динамічну в'язкість газу за соплової гратами  $\mu_r = 11,5 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$ .

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{c_{1t} \cdot b_1}{\mu_r \cdot v_{1t}} = \frac{401.6 \cdot 0.05}{11.5 \cdot 10^{-6} \cdot 0.2327} = 7.5 \cdot 10^6.$$

Для практичних розрахунків при визначенні  $\mu_1$  найбільш зручні узагальнені формули, отримані проф. Б. М. Трояновським [57]. Вони враховують головні фактори: відношення  $b_1/l_1$ , визначає кінцеві втрати, числа  $M$  і  $Re$ . Для визначення уточненого значення коефіцієнта витрати послідовно знаходимо:

$$\begin{aligned} \Delta\mu_{Re} &= -8Re^{-\frac{1}{2}} = -8 \cdot (7.5 \cdot 10^6)^{-\frac{1}{2}} = -0.0029; \\ \Delta\mu_M &= 0.01M^2 - 0.005M^3 = 0.01 \cdot 0.84^2 - 0.005 \cdot 0.84^3 = 0.0041; \\ \mu_1 &= 0.982 - \frac{0.005b_1}{l_1} + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{Re} \\ &= 0.982 - \frac{0.005 \cdot 0.05}{0.0157} + 0.0041 - 0.0029 = 0.967, \end{aligned}$$

що близько до прийнятого раніше значенням.

3.5.18. Визначимо коефіцієнт втрат в соплової решітці. Втрати на тертя:

$$\begin{aligned} \zeta_{тр} &= 0.04(3 - 13 \sin \alpha_{1\text{эф}} + 21 \sin^2 \alpha_{1\text{эф}}) \\ &= 0.04(3 - 13 \cdot \sin 13^\circ + 21 \cdot \sin^2 13^\circ) = 0.0456 \end{aligned}$$

Кінцеві втрати  $\zeta_{\text{конц}}$  складаються з втрат  $\zeta'_{\text{конц}}$ , пов'язаних з просторово потоку в каналі і відмінністю течії по кінцях лопаток і з втрат  $\zeta''_{\text{конц}}$ , пов'язаних з неціліндричністю меридіонального обводу решітки. За Б. М. Трояновському коефіцієнт кінцевих втрат:

$$\begin{aligned} \zeta_{\text{конц}} &= 0.015 \frac{b_1}{l_1} (1.5 - 2 \cdot \sin \alpha_{1\text{эф}}) \\ &= 0.015 \cdot \frac{0.05}{0.0157} (1.5 - 2 \cdot \sin 13^\circ) = 0.0502 \end{aligned}$$

Приймаючи товщину вихідний кромки  $\Delta_{кр}=0,8$  мм, знайдемо її відносну товщину за формулою:

$$\bar{\Delta}_{кр.} = \frac{\Delta_{кр.}}{b_1 \bar{t}_1 \sin \alpha_{1эф}}, \text{ где}$$

$b_1$  – хорда профілю;  $\bar{t}_1 = t_1/b_1$  – відносний крок профілів у решітці;  $t_1$  – абсолютний крок.

$$\bar{\Delta}_{кр.} = \frac{0.8}{50 \cdot 0.76 \cdot \sin 13^\circ} = 0.094.$$

Коефіцієнт кромкових втрат:

$$\Delta \zeta_{кр.} = 0.15(\bar{\Delta}_{кр.} - 0.1) = 0.15 \cdot (0.094 - 0.1) = 0.0009.$$

Поправка на число  $M$  для решіток, які звужуються:

$$\Delta \zeta_M = -0.04 \cdot M^2 + 0.05 \cdot M^3 = -0.4 \cdot 0.84^2 + 0.05 \cdot 0.84^3 = 0.0014.$$

Поправка на число  $Re$ :

$$\Delta \zeta_{Re} = 5.8 \cdot 10^4 \cdot Re^{-\frac{5}{4}} = 5.8 \cdot 10^4 \cdot (7.5 \cdot 10^6)^{-\frac{5}{4}} = 0.0001.$$

Припускаємо меридіональна обвід циліндричним ( $\zeta_{мер} = 0$ ), а вхід потоку ненаголошеним ( $\Delta \zeta_{вх} = 0$ ).

Віяльність  $\theta = \frac{d_{ср}}{l_1} = \frac{1.4}{0.0157} = 89.17$ , і поправка на неї визначається співвідношенням:

$$\Delta \zeta_\theta = \frac{0.03}{1 + \theta} = \frac{0.03}{1 + 89.17} = 0.0003.$$

Остаточний коефіцієнт втрат в соплової решітці:

$$\begin{aligned} \zeta_c &= \zeta_{проф} + \zeta_{конц} + \Delta \zeta_\theta + \zeta_{реж} = \\ &= 0.0456 + 0.0505 - 0.0009 + 0.0014 + 0.0001 + 0.0003 = \\ &= 0.0967. \end{aligned}$$

Уточнений коефіцієнт швидкості для соплової решітки:

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c} = \sqrt{1 - 0.0967} = 0.95.$$

Уточнена швидкість виходу газу з соплової решітки:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{lt} = 0.95 \cdot 401.6 = 381.5 \frac{м}{с}$$

Кут виходу потоку  $\alpha_1$  з соплової решітки з звужуючихся каналами в загальному випадку залежить від її геометричних параметрів, втрат і рівня

швидкостей. Для решіток з малими втратами і швидкостями виходу, меншими швидкості звуку, кут виходу потоку  $\alpha_1 = \alpha_{1\text{эф}}$ . При значних втратах і  $M < 1$  [57]:

$$\alpha_1 = \arcsin \left[ \frac{\mu_1}{\varphi} \cdot \sin \alpha_{1\text{эф}} \right] = \arcsin \left[ \frac{0.967}{0.95} \cdot \sin 13^\circ \right] = 13.2^\circ$$

Осьова і окружна складові швидкості  $c_1$ :

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 381.5 \cdot \sin 13.2^\circ = 87.1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 381.5 \cdot \cos 13.2^\circ = 371.4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Відносна швидкість виходу газу з соплової решітки:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= (c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1)^{\frac{1}{2}} = \\ &= (381.5^2 + 232.1^2 - 2 \cdot 232.1 \cdot 381.5 \cdot \cos 13.2^\circ)^{\frac{1}{2}} = 164.3 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \end{aligned}$$

Кут входу потоку в робочу грати:

$$\beta_1 = \arctan \left( \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u} \right) = \arctan \left( \frac{87.1}{371.4 - 232.1} \right) = 32^\circ.$$

Теоретична відносна швидкість виходу з робочої решітки:

$$\omega_{2t} = (\omega_1^2 + \rho \cdot c_\phi^2)^{\frac{1}{2}} = (164.3^2 + 0.2 \cdot 449^2)^{\frac{1}{2}} = 259.5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Швидкість звуку на виході з робочої решітки за таблицями [39]  $a \cong 477$  м/с і число Маха:

$$M_{2t} = \frac{\omega_{2t}}{a} = \frac{259.5}{477} = 0.54.$$

Втрата кінетичної енергії потоку в соплової решітці:

$$\Delta H_c = \zeta_c \cdot H_{0c} = 0.0967 \cdot 80.6 = 7.79 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

З огляду на не дуже високу точність інтерполяції даних таблиць [38] при розрахунку ізоентропних процесів, визначимо висоту робочої решітки, користуючись параметрами ізоентропного процесу, що йде за основною

ізоентропі. Так як  $v_{2t}=0,2327$ , то, прийнявши коефіцієнт витрати для основної сітки  $\mu_2=0,95$ , отримаємо вихідну площа робочої решітки:

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot \omega_{2t}} = \frac{26 \cdot 0,02327}{0,95 \cdot 259,5} = 0,0245 \text{ м}^2.$$

Виберем перекриття  $\Delta l=l_2-l_1=2,2$  мм, і тоді висота робочої лопатки  $l_2=l_1+\Delta l=15,7+2,2=17,9$  мм.

Ефективний кут виходу потоку з робочої решітки:

$$\beta_{2\text{эф.}} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d_{\text{ср.}} \cdot l_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0,0245}{3,14 \cdot 1,4 \cdot 0,0179}\right) = 18,1^\circ.$$

По кутах  $\beta_1=32^\circ$  и  $\beta_{2\text{эф.}}=18,1^\circ$  по Атласу профілів [56] виберемо профіль Р-26-17А, для якого оптимальний відносний крок  $\bar{t}_{\text{опт.}} = 0,60 - 0,70$ .

Вибравши хорду профілю  $b_2=30$  мм і прийнявши  $\bar{t}_2=0,61$ , отримаємо число робочих лопаток на колесі:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср.}}}{b_2 \cdot \bar{t}_2} = \frac{3,14 \cdot 1,4}{0,03 \cdot 0,61} = 240.$$

Уточнимо значення  $\mu_2$  послідовно обчислюючи:

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_{2\text{эф.}}) = 180 - (32 + 18,1) = 129,9^\circ;$$

поправка на поворот потоку:

$$\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0,02 + 0,027 \cdot \sin \Delta\beta = -0,02 + 0,027 \cdot \sin 129,9^\circ = 0,0007;$$

$$Re = \frac{\omega_{2t} \cdot b_2}{\mu_r \cdot v_{1t}} = \frac{259,5 \cdot 0,03}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2327} = 2,909 \cdot 10^6;$$

$$\Delta\mu_{Re} = -8 \cdot Re^{-\frac{1}{2}} = -8 \cdot (2,909 \cdot 10^6)^{\frac{1}{2}} = -0,0047;$$

$$\Delta\mu_M = 0,01 \cdot M^2 - 0,005 \cdot M^3 = 0,01 \cdot 0,54^2 - 0,005 \cdot 0,54^3 = 0,0021;$$

$$\begin{aligned} \mu_2 &= 0,965 - \frac{0,01 \cdot b_2}{l_2} + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{Re} + \Delta\mu_{\Delta\beta} \\ &= 0,965 - \frac{0,01 \cdot 30}{17,9} + 0,0021 - 0,0047 + 0,0007 = 0,946, \end{aligned}$$

що близьке до заданого і тому не вимагає уточнення.

Складові коефіцієнта втрат у робочій решітці: втрати на тертя:

$$\begin{aligned}\zeta_{\text{тр.}} &= 0.08 \cdot (1.841 - 1.584 \cdot \sin \Delta\beta + 0.62 \cdot \sin^2 \Delta\beta) \\ &= 0.08 \cdot (1.841 - 1.584 \cdot \sin 129.9^\circ + 0.62 \cdot \sin^2 129.9^\circ) \\ &= 0.0793;\end{aligned}$$

кінцеві втрати в робочій решітці:

$$\begin{aligned}\zeta_{\text{конц}} &= \left( \frac{0.026 \cdot b_2}{l_2} \right) \cdot (1.87 - 1.15 \cdot \sin \Delta\beta) \\ &= \left( \frac{0.026 \cdot 30}{17.9} \right) \cdot (1.87 - 1.15 \cdot \sin 129.9^\circ) = 0.043;\end{aligned}$$

приймаючи товщину вихідний кромки  $\Delta_{\text{кр}}=0,5$  мм, знайдемо її відносну товщину за формулою:

$$\bar{\Delta}_{\text{кр}} = \frac{\Delta_{\text{кр}}}{b_2 \cdot \bar{t}_2 \cdot \sin \beta_{2\text{эф}}}, \text{ где}$$

$b_2$  – хорда профілю;  $\bar{t}_2=t_2/b_2$  – відносний крок профілів у решітці;  $t_2$ -абсолютний крок;

$$\bar{\Delta}_{\text{кр.}} = \frac{0.5}{30 \cdot 0.61 \cdot \sin 18.1^\circ} = 0.088;$$

коефіцієнт кромочних втрат:

$$\bar{\Delta}\zeta_{\text{кр}} = 0.15 \cdot (\Delta_{\text{кр}} - 0.1) = 0.15 \cdot (0.088 - 0.1) = -0.0018;$$

втрати, пов'язані з режимом течії в решітці, визначаються впливом чисел  $M$  і  $Re$ , а також відмінністю кута входу потоку від оптимального:

поправка на число  $M$  для суживаючихся решіток:

$$\Delta\zeta_M = -0.04 \cdot M^2 + 0.05 \cdot M^3 = -0.04 \cdot 0.54^2 + 0.05 \cdot 0.54^3 = -0.0038;$$

поправка на число  $Re$ :

$$\Delta\zeta_{Re} = 5.8 \cdot 10^4 Re^{-\frac{5}{4}} = 5.8 \cdot 10^4 \cdot (2.909 \cdot 10^6)^{-\frac{5}{4}} = 0.0005;$$

Віяльність

$$\theta = \frac{d_{\text{ср}}}{l_2} = \frac{1.4}{0.0179} = 78.21$$

і поправка на неї визначається співвідношенням:

$$\Delta\zeta_\theta = \frac{0.06}{1 + \theta} = \frac{1.4}{1 + 78.21} = 0.0008;$$

Коефіцієнт втрат робочого решітці:

$$\begin{aligned}\zeta_p &= \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{конц}} + \zeta_{\text{кр}} + \Delta\zeta_{\theta} + \zeta_{\text{реж}} = \\ &= 0,0793 + 0,043 - 0,0018 + 0,0008 - 0,0038 + 0,0005 = 0,118.\end{aligned}$$

Уточнений коефіцієнт швидкості для робочої решітки:

$$\psi = (1 - \zeta)^{\frac{1}{2}} = (1 - 0,118)^{\frac{1}{2}} = 0,939.$$

Дійсна швидкість виходу з робочої решітки у відносному русі:

$$\omega_2 = \psi \cdot \omega_{2t} = 0,939 \cdot 259,5 = 234,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Кут виходу потоку з робочої решітки у відносному русі:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi} \cdot \sin \beta_{2\text{эф}}\right) = \arcsin\left(\frac{0,946}{0,939} \cdot \sin 18,1^\circ\right) = 18,2^\circ.$$

Осьова і окружна складові швидкості  $\omega_2$ :

$$\omega_{2a} = \omega_2 \cdot \sin \beta_2 = 234,7 \cdot \sin 18,2^\circ = 76,1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\omega_{2u} = \omega_2 \cdot \cos \beta_2 = 234,7 \cdot \cos 18,2^\circ = 231,5 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Швидкість виходу з робочої решітки:

$$\begin{aligned}c_2 &= (\omega_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot \omega_2 \cdot \cos \beta_2)^{\frac{1}{2}} \\ &= (234,7^2 + 232,1^2 - 2 \cdot 232,1 \cdot 234,7 \cdot \cos 18,2^\circ)^{\frac{1}{2}} = 76,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}.\end{aligned}$$

Кут виходу потоку з робочої решітки:

$$\alpha_2 = \arctan \frac{\omega_{2a}}{\omega_{2u} - u} = \arctan \frac{76,1}{231,5 - 232,1} = 89,5^\circ.$$

Практично осьовий вихід говорить про оптимальність ступені.

Втрата кінетичної енергії в робочій решітці:

$$\Delta H_p = \frac{\omega_{2t}^2 \zeta_p}{2} = \frac{259,5^2 \cdot 0,118}{2} = 3973 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cong 3,98 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Втрата з вихідною швидкістю:

$$\Delta H_{\text{вс}} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{76,1^2}{2} = 2895 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cong 2,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Корисна робота на лопатках турбодетандера:

$$H_u = \bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{\text{вс}} = 100,8 - 7,79 - 3,98 - 2,9 = 86,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Відносний лопатковий ККД:

$$\eta_{0л} = \frac{H_u}{\bar{H}_0} = \frac{86.13}{100.8} = 0.85.$$

Відносний лопатковий ККД за загальмованим параметрами:

$$\eta_{0л}^* = \frac{H_u}{\left(\bar{H}_0 - \frac{c_2^2}{2}\right)} = \frac{86.13}{\left(100.8 - \frac{2.9^2}{2}\right)} = 0.88.$$

Потужність на лопатках ступені:

$$N_{л} = G \cdot H_u = 26 \cdot 86.13 = 2239.4 \text{ кВт.}$$

По відношенню  $\theta = d_{cp}/l_2 = 1,4/0,0179 = 78,21$  знаходимо ступінь реактивності на периферії  $\rho_{п}$  і біля кореня  $\rho_{к}$ :

$$\rho_{п} = 1 - (1 - \rho) \cdot \left[\frac{\theta}{\theta + 1}\right]^{1.75} = 1 - (1 - 0.2) \cdot \left[\frac{78.21}{87.21 + 1}\right]^{1.75} = 0.22;$$

$$\rho_{к} = 1 - (1 - \rho) \cdot \left[\frac{\theta}{\theta - 1}\right]^{1.75} = 1 - (1 - 0.2) \cdot \left[\frac{78.21}{87.21 - 1}\right]^{1.75} = 0.22;$$

Цим реактивностям відповідає тиск у периферії перед робочими гратами  $p_{1п} = 0,844$  МПа, а біля кореня  $p_{1к} = 0,814$  МПа.

Будемо вважати, що робочі лопатки не мають бандажів. Задавшись з конструктивних міркувань зазором між корпусом і торцевими поверхнями робочих лопаток  $\delta_r = 0,3$  мм і визначивши відносний зазор:

$$\bar{\delta}_r = \frac{\delta_r}{l_2} = \frac{0.3}{17.9} = 16.8 \cdot 10^{-3},$$

знайдемо втрати в ступені від периферійної витoku:

$$\begin{aligned} \Delta H'_{ут} &= 1.37 \cdot (1 + 1.6 \cdot \rho) \cdot \left(1 + \frac{1}{\theta}\right) \bar{\delta}_r \cdot H_u \\ &= 1.37 \cdot (1 + 1.6 \cdot 0.2) \cdot \left(1 + \frac{1}{78.21}\right) \cdot 16.8 \cdot 10^{-3} \cdot 86.13 \\ &= 2.65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Витрата витoku газу  $G''_{ут}$  через лабіринтове ущільнення валу ротора обчислимо в припущенні тиску за ним  $p_{ушл} = 0.524$  МПа, отриманого в результаті розрахунку осьового зусилля, що діє на ротор, і необхідність

розвантаження колодок упорного підшипника. Будемо вважати, що ущільнення прямоочний, складається з шести заокруглених гребнів, встановлених з кроком  $s=10$  мм. Зазор в ущільненні  $\delta_y=0,3$  мм, його діаметр  $d_{\text{упл}}=1,2$  м.

Послідовно визначаємо:

$$\frac{\delta_y}{s} = 0.03$$

і поправочний коефіцієнт  $k_y=1,39$ ; коефіцієнт витрати  $\mu_y=0,7$  при товщині гребеня  $\Delta=0[37]$ , мм і

$$\frac{\delta_y}{\Delta} = 2;$$

відношення тисків  $\varepsilon=p_{\text{упл}}/p_{1к}=0,524/0,6814=0,769$ .

$$G''_{\text{ут}} = 1.39 \cdot 0.76 \cdot \pi \cdot 1.2 \cdot 0.3 \cdot 10^{-3} \left( \frac{0.6814 \cdot 10^6}{0.2314} \cdot \frac{1-0.769^2}{6} \right)^{\frac{1}{2}} = 0.535 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Втрати в ступені від витоків  $G''_{\text{ут}}$ :

$$\Delta H''_{\text{ут}} = \left( \frac{G''_{\text{ут}}}{G} \right) \cdot H_u = \left( \frac{0.535}{26} \right) \cdot 86.13 = 1.77 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Втрати в ступені від витоків:

$$\xi_{\text{ут}} = \frac{\Delta H'_{\text{ут}} + \Delta H''_{\text{ут}}}{\bar{H}_0} = \frac{2.65 + 1.77}{100.8} = 0.0438.$$

Визначимо втрати від тертя про газ, вважаючи, що воно виникає в трьох зонах: в ущільненні під сопловим апаратом, на внутрішній конічній поверхні і на бічній поверхні диска між ущільненням вала і соплового апарату

Вважаючи ширину ущільнення соплового апарату  $B^I=50$  мм, знайдемо відносну величину втрат тертя:

$$\xi'_{\text{тр}} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{d_{\text{упл}} \cdot B^I}{F_1} \right) \cdot x_{\phi}^3 = 2 \cdot 10^{-3} \left( \frac{1.2 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0.0155} \right) \cdot 0.517^3 = 0.0011.$$

Відносну втрату на внутрішній вільної конічній поверхні знайдемо, приймаючи її ширину  $B^{II}=70$  мм і діаметр  $d^{II}=1.13$ ,



$$\xi''_{\text{тр}} = 10^{-3} \cdot \left( \frac{d'' \cdot B''}{F_1} \right) x_{\Phi}^3 = 10^{-3} \cdot \left( \frac{1.13 \cdot 0.07}{0.0155} \right) \cdot 0.517^3 = 0.0007.$$

Відносну втрату тертя бічної поверхні диска про газ знайдемо, взявши осьовий зазор між диском і корпусом  $s=80$  мм.

Так як

$$\frac{s}{d} \cong \frac{s}{d_{\text{упл}}} = \frac{80}{1200} = 0.067$$

I

$$Re = \frac{u \cdot d_{\text{упл}}}{2 \cdot \mu_r \cdot \nu_1} = \frac{232.1 \cdot 1.2}{2 \cdot 11.5 \cdot 10^{-6} \cdot 0.2327} = 5.2 \cdot 10^7,$$

коефіцієнт тертя:

$$\begin{aligned} k_{\text{тр}} &= 2.5 \cdot 10^{-1} \left( \frac{2s}{d_k} \right)^{-0.1} Re^{0.2} = 2.5 \cdot 10^{-2} \cdot 0.134^{0.1} \cdot (5.2 \cdot 10^7)^{-0.2} \\ &= 0.59 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

Втрати тертя (з урахуванням однієї бічної поверхні) :

$$\xi'''_{\text{тр}} = 0.5 \cdot k_{\text{тр}} \left( \frac{d_{\text{сп}}^2}{F_1} \right) x_{\Phi}^3 = 0.5 \cdot 0.59 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{1.4 \cdot 10^2}{0.0155} \right) 0.517^3 = 0.0052.$$

Сумарна втрата від тертя:

$$\xi_{\text{тр}} = \xi'_{\text{тр}} + \xi''_{\text{тр}} + \xi'''_{\text{тр}} = 0.0011 + 0.0007 + 0.0052 = 0.007.$$

Внутрішній відносний ККД ступені:

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \xi_{\text{ут}} - \xi_{\text{тр}} = 0.85 - 0.0438 - 0.007 = 0.8.$$

Внутрішня потужність ступені:

$$H_i = G \cdot \bar{H}_{oi} \cdot \eta_{oi} = 26 \cdot 100.8 \cdot 0.8 = 2096.6 \text{ кВт.}$$

Корисна робота ступені:

$$H_i = \bar{H}_{oi} \cdot \eta_{oi} = 100.8 \cdot 0.8 = 80.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Ентальпія газу за ступенем:

$$i_2 = \bar{i}_0 - H_i = 1727.3 - 80.6 = 1646.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

За допомогою таблиць по тиску  $p_2$  і ентальпії  $i_2$  знайдемо температуру за ступенем  $T_2=309$  К.

Розрахунок другого ступеня турбодетандера проводиться аналогічним чином, за тими ж формулами, що і попередній. В результаті розрахунку визначилися тиск  $p_2=1,82$  бар, ентальпія  $i_2=1567,1$  кДж/кг, і температура  $T=273$ К газу на виході з детандера.

### 3.6. Визначення впливу детандер-генераторного агрегату на теплову економічність ТЕЦ

Однією з можливостей для визначення зміни теплової економічності ТЕЦ при включенні ДГА в її теплову схему є порівняння коефіцієнтів корисної дії ТЕЦ з виробництва електроенергії без ДГА  $\eta_{ст. \text{тец}1}$  і при його включенні  $\eta_{ст. \text{тец}2}$  або визначення зміни величини ККД

$$\Delta\eta_{ст. \text{тец}} = \eta_{ст. \text{тец}2} - \eta_{ст. \text{тец}1} \quad (1)$$

Вибір цього критерію для визначення впливу ДГА на теплову економічність електростанції в даному випадку здається кращим, тому що основна зміна в роботі ТЕЦ, пов'язане з включенням ДГА в її схему, припадає на виробництво електроенергії. Крім того, від обраного мною критерію легко перейти до інших, наприклад, зміни питомої витрати палива на вироблення електроенергії.

Умовою для порівняння двох варіантів прийнятий незмінний заданий відпуск тепла теплового споживача.

У варіанті без ДГА ККД ТЕЦ з виробництва електроенергії, відповідно до прийнятої в Україні методикою, визначається з виразу [58]

$$\eta_{ст. \text{тец}1.} = \frac{N_э}{Q_{ст.} - Q_T}, \quad (2)$$

де:

$$Q_{ст.} = \frac{Q_o}{\eta_{ка}\eta_{тр}};$$

$N_э$  – електрична потужність ТЕЦ, МВт;

$Q_0$  – кількість тепла, підведене з парою до турбоагрегату ТЕЦ в одиницю часу, МВт;

$Q_T$  – теплова навантаження турбіни, МВт;

$Q_{ст}$  – кількість тепла, витрачений в котлоагрегатах, МВт;

$\eta_{ка}$ ,  $\eta_{тр}$  – ККД котельного агрегату і транспорту тепла на власні потреби.

При включенні детандер – генераторного агрегату в теплову схему ТЕЦ частина поступає на електростанцію газу направляється на нього в якості робочого тепла, в результаті чого з'являється додаткова вироблення потужності на ДГА  $N_{ДГА}$ . Цей газ, пройшовши через турбодетандером і виробивши потужність  $N_{ДГА}$  охолоджується. Для підігріву його до температури, яку має потік газу, який не пройшов через ДГА, потрібно затратити тепло. Це тепло може бути підведена до газу або безпосередньо в топці котла за рахунок спалювання додаткової кількості палива  $\Delta Q_{тн}$ , або з добірним пором турбіни  $\Delta D_{п1}$ , на генерацію якого за умови постійного відпуску тепла від ТЕЦ тепловому споживачеві також знадобиться додаткова кількість палива в котельному агрегаті (тепло  $Q_n$ ).

Тепло  $Q_{дга}$ , яке потрібно підвести для підігріву газу в теплообміннику перед детандер-генераторними агрегатами з метою забезпечення їх нормальної роботи, можна визначити за формулою:

$$\Delta Q_{ДГА} = G_r \cdot (h_{r2} - h_{r1}), \quad (3)$$

де:

$G_r$  – витрата газу на ДГА, кг/с;

$h_{r1}=1541,5$ ,  $h_{r2}=1726,7$  – ентальпія газу на вході в теплообмінник і на виході з нього відповідно, кДж/кг.

У тому разі, коли  $\Delta Q_{дга}$  надходить у теплообмінник безпосередньо з парою одного з відборів турбіни від першого по ходу пари до нижнього теплофікаційного включно, для забезпечення сталості  $\Delta Q_T$ , віддається тепловому споживачеві ТП і заданої за графіком роботи теплової мережі температури мережної води в режимі роботи теплофікаційної турбіни по

тепловому графіку з витратою пари в голову турбіни відмінним від максимального (саме такі режими роботи є найбільш характерними для ТЕЦ), необхідно збільшити витрату пари а відборі турбіни на величину  $\Delta D_n$ , еквівалентну  $Q_{дга}$ . Вираз для визначення додаткової витрати  $\Delta D_n$  пара у відборі турбіни може бути отримано з рівняння теплового балансу для теплообмінника підігріву газу перед турбодетандером

$$\Delta D_n = \frac{G_r \cdot (h_{r2} - h_{r1})}{h_{отб} - h_{к. отб}}, \quad (4)$$

де:

$h_{отб}$ ,  $h_{к.отб}$  – ентальпія пари у відборі турбіни, з якого гріючий пар надходить у теплообмінник для підігріву газу і конденсату що гріє пара в цьому теплообміннику відповідно, кДж/кг.

Слід зазначити, що вираз (4) визначає додатковий витрата газу у відборі без обліку втрат тепла, а теплообміннику і при транспорті тепла від турбіни до теплообмінника.

Як відомо, збільшення витрати пари у відборі теплофікаційної турбіни можна досягти двома способами: за рахунок збільшення витрати пари в голову турбіни ( $\Delta D_{n1}$  – у відборі) при незмінному положенні діафрагми або за рахунок зміни положення регулює діафрагми  $\Delta D_{n2}$  (її прикриття, якщо діафрагма знаходиться в проміжному положенні) при постійній витраті пари в голову турбіни. Можливо також змінити витрата пари у відборі за рахунок одночасного впливу двох факторів. Однак у даній дипломній роботі будуть розглянуті лише два крайніх випадки.

При збільшенні витрати пари у відборі тільки за рахунок збільшення витрати пари в голову турбіни при незмінному положенні діафрагми в котлі необхідно підвести тепло  $\Delta Q_{ст}$ , яке для турбін може бути визначено з виразу

$$\Delta Q = \Delta Q_{п1} \frac{(h_0 - h_{пв}) + (1 - \alpha_p)(h_{гпп} - h_{хпп})}{\eta_{ка} \cdot \eta_{тр} \cdot \beta_p \cdot \eta_{тп.лга}} + \Delta Q_{гп}, \quad (5)$$

де:

$\beta_p$  – коефіцієнт, що враховує зміни витрат пари в регенеративних відборах турбіни при збільшенні витрати пари в голову на  $\Delta D_{п1}$ ;

$\alpha_p$  – коефіцієнт, що враховує відбір пари на регенерацію до проміжного перегріву ( $\alpha_p = 1$  – турбіна без промперегріву);

$\eta_{тп.дга} = 0,95$  – коефіцієнт, що враховує теплові втрати при підігріві газу в теплообміннику і транспорті тепла від турбіни до теплообмінника;

$h_{пв}$  – ентальпія живильної води.

Електрична навантаження турбіни за рахунок збільшення витрати пари в голову турбіни на  $\Delta D_{п1}/(\beta_p \cdot \eta_{тп.дга})$  зростає на величину  $\Delta N_{э1}$ , яку можна визначити з виразу

$$\Delta N_{э1} = \frac{\Delta D_{п1} \cdot (h_0 - h_{отб}) \cdot \eta_{мг}}{\beta_p \cdot \eta_{тп.дга}}, \quad (6)$$

де:

$\eta_{мг}$  – ККД механічної турбіни і електричний і механічний генератора.

Слід зазначити, що збільшення пропуску пари в голову турбіни на величину  $\Delta D_{п1}/(\beta_p \cdot \eta_{тп.дга})$  призводить до деякого зміни ККД проточної частини (в основному за рахунок зміни ККД регулюючої ступені). Попередні розрахунки показали, що максимальна зміна ККД проточної частини турбіни на ділянці від входу пари до обидві на теплообмінник при подачі пари на підігрів газу в голову турбіни не перевищує 0,4% (при його абсолютному значенні 80-85%).

При зміні витрати пари у відборі турбіни тільки за рахунок зміни положення діафрагми (її прикриття) при постійній витраті пари в голову турбіни кількість пари, що надходить у частину турбіни, розташовану за добром, зменшиться. В результаті цього при постійній електричній навантаженні  $Q_T$  електрична потужність турбіни знизиться на величину  $\Delta N_{э2}$ . При цьому, для спрощення приймається, що підвищення тиску в відборі за рахунок збільшення пропуску пари в нього при прикритті діафрагми повністю компенсується зниженням тиску за рахунок збільшення витрати охолоджуючого агента. Оцінні розрахунки показують, що зміна тиску в

відборі для розглянутих умов не перевищить 1,0-1,5% і мало вплине на результати розрахунків.

Зміна потужності  $\Delta N_{32}$  турбіни з-за прикриття діафрагми складається з декількох складових:

- зниження потужності за рахунок зменшення витрати пари в конденсатор ( $\Delta N'_{32}$ );
- збільшення потужності, що виробляється потоком пари в конденсатор через зниження тиску пари в конденсаторі ( $\Delta N''_{32}$ );
- зменшення потужності, що виробляється потоком пари між відбором пари на останній підігрівач низького тиску і конденсатором ( $\Delta N'''_{32}$ ), так як відбувається збільшення відбору пари на цей ПНД для компенсації зниження температури конденсату перед ПНД у відповідності зі зниженням тиску пари в конденсаторі.

Якщо знехтувати зміною витрати пари на регенеративні підігрівачі між відбором пари і останнім ПНД, то сумарна зміна потужності ЦНТ турбіни можна визначити із співвідношення

$$\Delta N_{32} = \left( \sum D'_i \Delta h'_i - \sum D_{i0} \Delta h_0 \right) \cdot \eta_{\text{мг}}, \quad (7)$$

де:

- $D'_i, D_{i0}$  – витрата пари через відсіки ЦНТ турбіни в новому і вихідному режимах, кг/с;
- $\Delta h'_i, \Delta h_0$  – відповідні теплоперепади в цих режимах, кДж/кг.

Попередні розрахунки показали, що при великих теплових навантаженнях турбіни (малих витратах пари в ЦНТ) сумарна величина зміни потужностей  $\Delta N''_{32}$  і  $\Delta N'''_{32}$  при включенні ДГА не перевищує 0,3 МВт, а при малих теплових навантаженнях – 0,4 МВт.

Вираз для ККД ТЕЦ з виробництва електроенергії при включенні ДГА в загальному випадку, при збільшенні витрати пари у відборі турбіни за рахунок обох розглянутих можливостей. З урахуванням того, що при

включенні ДГА в схему ТЕЦ поряд з потужністю самого ДГА  $N_{\text{дга}}$  з'являється додаткова потужність  $\Delta N_{\text{э1}}$ , викликана збільшенням витрат пари в голову турбіни, а також відбувається зниження потужності  $\Delta N_{\text{э2}}$  турбіни за рахунок зменшення витрати пари в конденсатор при зміні положення діафрагми, вираз для ККД ТЕЦ з виробництва електроенергії при включенні ДГА в схему ТЕЦ можна записати наступним чином:

$$\eta_{\text{ст.тец2}} = \frac{N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э1}} + N_{\text{дга}} + N_{\text{э2}}}{Q_{\text{ст}} - Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{ст}}}, \quad (8)$$

Використовуючи вирази (2) і (8), можна записати

$$\Delta \eta_{\text{ст.тец3}} = \frac{N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э1}} + \Delta N_{\text{э2}} + N_{\text{дга}}}{Q_{\text{ст}} - Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{ст}}} - \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{ст}} - Q_{\text{т}}}, \quad (9)$$

З сказаного ясно, що

$$\Delta Q_{\text{ст}} = \Delta Q_{\text{ст.ст.э}} + \Delta Q_{\text{дга.т}} + \Delta Q_{\text{гп}} = \Delta Q_{\text{п}} + \Delta Q_{\text{гп}}, \quad (10)$$

де:

$\Delta Q_{\text{п}}$  – кількість тепла, витраченого в котлі на підготовку додаткового кількості пара  $\Delta D_{\text{пл}}$ ;

$\Delta Q_{\text{дга.т}}$  – тепло, витрачений в котлі і відводиться у відборі турбіни на підігрів газу в теплообмінниках (з урахуванням ККД котла, трубопроводів);

$\Delta Q_{\text{ст.э}}$  – тепло, що йде на вироблення електроенергії  $\Delta N_{\text{э1}}$ .

Необхідно врахувати, що підведення додаткового тепла  $\Delta Q_{\text{ст.э}}$  дозволяє отримати додаткову потужність  $\Delta N_{\text{э1}}$ , отже, ставлення  $\Delta N_{\text{э1}}/\Delta Q_{\text{ст.э}}$  можна умовно розглядати як ККД по виробленню електроенергії в додатковому чисто теплофікаційному циклі, організованим при підводі тепла  $\Delta Q_{\text{ст.э}}$

$$\eta_{\text{ст.доп.}} = \frac{\Delta N_{\text{э1}}}{\Delta Q_{\text{ст.э}}}, \quad (11)$$

З урахуванням сказаного після нескладних перетворень вираз (9) приймає вигляд:

$$\Delta \eta_{\text{ст.тец}} = \frac{\Delta N_{\text{э1}} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{\text{ст.тец1}}}{\eta_{\text{ст.доп.}}}\right) + G_{\text{г}} + G_{\text{г}} \cdot (h_{\text{г2}} - h_{\text{гтд2}})}{Q_{\text{ст}} - Q_{\text{г}} + \Delta Q_{\text{ст}}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\cdot \left( \eta_{\text{мэ,дга}} - \frac{\eta_{\text{ст.тец1}}}{\eta_{\text{тп,дга}}} \right) + G_{\text{г}}(h_1 - h_{\text{гтд2}}) \cdot \eta_{\text{ст.тец1}} \left( \frac{1}{\eta_{\text{тд,дга}}} - 1 \right) + \Delta N_{\text{э2}}}{}, \quad (12)$$

де  $\eta_{\text{мэ,дга}}$  – механічний і електричний ККД ДГА.

Отримані вирази дозволяють визначити зміну ККД станції з вироблення електроенергії як функцію від параметрів газу, пари та інших відомих величин.

Слід зазначити, що наведена для розрахунку, що входить у формулу (12) зміни потужності теплофікаційної турбіни  $\Delta N_{\text{э1}}$  залежність (6) отримана за умови підігріву газу безпосередньо пором відбору турбіни. Аналіз формули показує, що її вигляд суттєво залежить від того, який теплоносій обраний для підігріву газу, а також від схеми включення ДГА в теплову схему ТЕЦ. Для підігріву газу в газорідинному теплообміннику перед турбодетандером можна використовувати пряму мережеву воду з загальностанційного колектора, яку після теплообмінників можна направити в колектор зворотної мережної води. Для такої схеми включення ДГА в теплову схему ТЕЦ з теплофікаційні турбінами без промперегріву отримана формула для визначення приросту потужності теплофікаційної турбіни при її роботі в режимі з витратою пари в голову турбіни, відмінним від максимального:

$$\Delta N_{\text{э1}} = \frac{(k \cdot N_{\text{дга}} + b) \cdot (h_{\text{г2}} - h_{\text{г1}})}{(h_{\text{св2}} - h_{\text{то2}}) \cdot \eta_{\text{тп,дга}}} \cdot \left\{ \left[ \frac{(h_{\text{св2}} - h_{\text{св1}})}{(h_{1\text{то}} - h_{\text{к1то}}) \cdot \eta_{\text{псг-2}}} + \frac{(h_{\text{св1}} - h_{\text{то2}})}{(h_{\text{св2}} - h_{\text{то2}}) \cdot \eta_{\text{псг-1}}} \right] \cdot \left[ \cdot (h_0 - h_{1\text{то}}) + \frac{(h_{\text{св1}} - h_{\text{то2}}) \cdot (H_{1\text{то}} - h_{2\text{то}})}{(h_{2\text{то}} - h_{\text{к2то}}) \cdot \eta_{\text{псг-2}}} \right] \right\}, \quad (13)$$

де:

$h_{1\text{то}}=2691,8$  і  $h_{0\text{то}}=2660,3$  – ентальпія пари у верхньому і нижньому теплофікаційних відборах турбіни відповідно, кДж/кг;

$\eta_{\text{псг-1}}=0,98$  і  $\eta_{\text{псг-2}}=0,98$  – коефіцієнти, що враховують теплові втрати у відповідних мережевих підігрівачах;



$h_{св1}=368,92$ , і  $h_{св2}=453,16$  – ентальпія води на виході з ПМГ-1 і ПМГ-2 відповідно, кДж/кг;

$h_{то2}=251,07$  – ентальпія мережевій води на виході з газорідинному теплообмінника, кДж/кг;

$h_{к1то}=461,32$  і  $h_{к2то}=376,94$  – ентальпія конденсату що гріє пара верхнього і нижнього теплофікаційних відборів турбіни відповідно, кДж/кг;

$h_0=3467,1$  кДж/кг-ентальпія гострого пара на турбіну (при  $p_0=12$ МПа і  $t_0=545^\circ\text{C}$ );

$k$  і  $b$  – чисельні коефіцієнти у формулі, що виражає залежність витрати газу на ДГА від потужності, визначаються дослідним шляхом.

Підставляючи ці значення у формулу (13) отримаємо:

$$\Delta N_{э1} = \frac{27 \cdot (1726.7 - 1541.5)}{(453.16 - 251.07) \cdot 0.95} \cdot \left\{ \left[ \frac{(453.16 - 368.92)}{(2691.8 - 461.32) \cdot 0.95} + \frac{(268.92 - 251.07)}{(2660.3 - 376.94) \cdot 0.98} \right] \cdot (3467.1 - 2691.8) + \frac{(368.92 - 251.07) \cdot (2691.8 - 2660.3)}{(2660.3 - 376.94) \cdot 0.95} \right\} = 1910 \text{ кВт.}$$

Далі отримане значення  $\Delta N_{э1}$  підставляємо у формулу (12), обчисливши перед цим невідомі величини.

Таблиця 3.2 – Основні техніко-економічні показники ТЕЦ за 2016 рік.

| Показники  | Од.вимірювання | Факт 2016р. |
|--|----------------|-------------|
| Вироблення електроенергії                            | млн.кВт·год    | 546,505     |
| Відпуск тепла  | тис.Гкал       | 1226,770    |
| Витрата електроенергії на власні потреби             | млн.кВт·год    | 77,924      |
| Витрата електроенергії на виробництво електроенергії | млн.кВт·год    | 29,478      |

Продовження таблиці 3.2

|  |                   |         |
|--|-------------------|---------|
| Те ж   | %                 | 5,4     |
| Витрата електроенергії на виробництво теплоенергії           | млн.кВт·год       | 48,446  |
| Те ж   | кВт·год/ Гкал     | 39,5    |
| Відпуск з шин  | млн.кВт·год       | 468,581 |
| Витрата умовного палива на виробництво електроенергії        | Тис.т.у.п.        | 126,834 |
| Витрата умовного палива на виробництво теплоенергії          | Тис.т.у.п.        | 162,948 |
| Питома витрата умовного палива на виробництво електроенергії | т.у.п./ (кВт·год) | 270,7   |
| Питома витрата умовного палива на виробництво теплоенергії   | кг.у.п./Гкал      | 132,8   |

За даними планово-технічного відділу ТЕЦ (табл. 3.2), питома витрата умовного палива на вироблення електроенергії за 2016р. склав  $b_{y,э1}=270, 8$  г.у.т./ (кВт ч). Звідси, використовуючи формулу 3-31[58], отримаємо:

$$\eta_{ст.тец1} = \frac{0.123}{b_{y,э}} = \frac{0.123}{0.27068} = 0.454.$$

$$\Delta Q_{дГА} = 27 \cdot (1726.7 - 1541.5) = 5000 \text{ кВт.}$$

$$\Delta Q_{ст.} = \frac{2.36 \cdot (3467.1 - 1589.6)}{0.9 \cdot 0.98 \cdot 0.65 \cdot 0.95} = 8135 \text{ кВт.}$$

$$\Delta Q_{ст.э} = 8135 - 5000 = 3135 \text{ кВт.}$$

$$\eta_{ст.доп} = \frac{1910}{3135} = 0.609.$$

$$\Delta \eta_{ст.тец3} = \frac{1910 \cdot \left(1 - \frac{0.454}{0.609}\right) + 27 \cdot (1726.7 - 1570.1) \cdot \left(0.8 - \frac{0.454}{0.95}\right) + \rightarrow}{602000 - 294000 + 8135} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{+27 \cdot (1726.7 - 1570.1) \cdot 0.454 \cdot \left(\frac{1}{0.95} - 1\right) + 124}{\rightarrow} = 0.006$$

$$\eta_{\text{ст.тец2}} = \eta_{\text{ст.тец1}} + \eta_{\text{ст.тец}} = 0.454 + 0.006 = 0.46.$$

Проведені розрахунки показали, що включення ДГА в теплову схему ТЕЦ призводить до поліпшення теплової економічності ТЕЦ. При високих теплових навантаженнях включення ДГА виявляється менш ефективним.

При роботі електростанції в режимі з максимальною тепловому навантаженні, тобто коли не може бути збільшений витрата пари в голову турбіни, для підігріву газу може бути використане тепло, отримане в пікової водогрійному котлі. При такій схемі включення зміна ККД

ТЕЦ з виробництва електроенергії визначається з виразу

$$\Delta\eta_{\text{ст.тец}} = \frac{N_3 + N_{\text{дга}} + N_{\text{э1}}}{\frac{Q_{\text{ст}} + Q_{\text{дга}}}{\eta_{\text{пвк}} \cdot \eta_{\text{тп.дга}}} + Q_{\text{гп}} - Q_{\text{т}}} - \frac{N_3}{Q_{\text{ст}} - Q_{\text{т}}}, \quad (14)$$

де  $\eta_{\text{пвк}}$  – ККД пікового котла.

У разі необхідності зміна питомої витрати палива на ТЕЦ на додаткову вироблення електроенергії можна визначити з виразу

$$b_{\Delta N} = \frac{\Delta Q_{\text{ст}} - \Delta Q_{\text{гп}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}(N_{\text{дга}} + \Delta N_{\text{э1}})}, \quad (15)$$

де  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  – теплота згоряння палива.

Питома витрата умовного палива на вироблення електроенергії, при включенні ДГА в теплову схему, складе:

$$b_{\text{у.э2}} = \frac{0.123}{0.46} = 267.38 \frac{\text{г. у. т}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Зміна витрати умовного палива:

$$b_{\Delta N} = b_{\text{у.э1}} - b_{\text{у.э2}} = 270.68 - 267.38 = 3.3 \frac{\text{г. у. т}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

При відпустці з шин електростанції 468,581 млн. кВт·год в рік електроенергії, економія умовного палива складе:

$$b_{\Delta N}^{\text{год}} = 0,0033 \cdot 468.581 \cdot 10^6 = 1.546 \cdot 10^6 \frac{\text{кг у. т.}}{\text{год}}.$$

Економія натурального палива буде еквівалентна відношенню нижчих теплот згоряння умовного палива ( $Q_{\text{H}}^{\text{P}}=7000$  ккал/кг) і застосовуваного на ТЕЦ ( $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 8430$  ккал/м<sup>3</sup> = 10950 ккал/кг при щільності газу  $\rho_{\text{r}}=0,77$  кг/м<sup>3</sup>):

$$\Delta b_{\text{н.т.}} = b_{\Delta N}^{\text{год}} \frac{7000}{10950} = 1.546 \cdot 10^6 \cdot \frac{7000}{10950} = 0.988 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{рік}} = 1.283 \cdot 10^6 \frac{\text{м}^3}{\text{рік}}$$

Необхідно зазначити, що при постійній тепловому навантаженні ТЕЦ включення ДГА призводить до деякого збільшення вироблюваної електроенергії. У разі якщо додаткова електрична потужність в енергосистемі не потрібна, ефект від впровадження ДГА може бути отриманий за рахунок витіснення відповідної потужності на станціях, що мають меншу ефективність (конденсаційна вироблення, вироблення на конденсаційному хвості та ін).

Зміна витрати палива, а при цьому складе

$$\Delta B_{\text{ст}} = \mathcal{E}_{(\text{ДГА}+\Delta N\mathcal{E}1)} \cdot (b_{\text{ст}}^{\text{ср}} - b_{\Delta N}) \quad (16)$$

де:

$\mathcal{E}_{(\text{ДГА}+\Delta N\mathcal{E}1)}$  – додаткове виробництво електроенергії на станції;

$b_{\text{ст}}^{\text{ср}}$  – середня питома витрата палива станції.

### 3.7 Опис детандер-генераторного агрегату ДГА-5000

ДГА-5000 призначений для використання на ГРП в якості джерела електроенергії потужністю 5000 кВт з напругою на клеммах генератора 10500 або 300 В, з частотою змінного струму 50 Гц для роботи паралельно з мережею необмеженої потужності, а також для вироблення холоду, використовуваного в повітророздільних установках.

Природний газ для роботи ДГА-5000 не повинен містити рідких включень (і конденсату), лужних металів, хлоридів і ванадію; вміст

сірководню (за масою) допускається не більше  $2,0 \cdot 10^{-5}$  % і розмір механічних частинок – не більше  $4,0 \cdot 10^{-5}$  м (40 мкм).

Основні параметри газового потоку:

- Витрата газу через агрегат, кг/с –  $22 \div 38$ ;
- Тиск газу, МПа:

на вході –  $0,6 \div 1,1$

на виході –  $0,07 \div 0,15$

- Температура газу, °С:

На вході в турбодетандером  $0 \div 80$

На виході з турбодетандера – не нижче мінус 20.

Для приводу електричного генератора застосований осьової двоступінчастий турбодетандером з частотою обертання 9600 об/хв. Генератор Т-6-2РТЗ.1 синхронний дво полюсною, трифазного струму призначений для тривалої роботи у вибухобезпечній середовищі, що не містить струмопровідного пилу, газів і парів масла в концентраціях, що руйнують метали і ізоляцію. Система збудження – безщіткова; генератор включає синхронний збудник з доданими обертовим випрямлячем.

Частота обертання ротора генератора 3000 об/хв. ККД генератора при номінальному навантаженні – не менше 0,973. Система охолодження генератора – замкнута; сам генератор охолоджується повітрям, а останній циркуляційною водою. Витрата води – 5500 л/год, температура води  $1 \div 33^{\circ}\text{C}$ .

Основні агрегати ДГА змонтовані на єдиній рамі, що представляє собою жорстку зварну конструкцію з стандартного прокату. ДГА-5000 складається з: маслобак, акумулятор масла, службовець для створення тиску масла в порожнині ущільнення турбодетандера, маслоохолоджувач, що забезпечує охолодження масла рідиною з зовнішньої системи і газощільна перегородка (стінка), що відокремлює відсік розміщення турбодетандера від відсіку електрогенератора. Розміщується обладнання в станційному будинку ТЕЦ.

Виконання і компоновання основних елементів статора і ротора турбодетандера відповідають сучасним конструкторським тенденціям, характерних для суднових газових турбін, авіаційних газотурбінних установок.

Основною особливістю композиції є взаємне розміщення елементів корпусу і ротора, що забезпечує максимальне зменшення поздовжніх розмірів агрегату; цьому відповідає підвищена величина кута розкриття проточної частини ( $\gamma \cong 40^\circ$ ). Відносні розміри лопаткових апаратів свідчать про гарну відпрацюванні проточної частини для отримання високого ККД. Зведені до мінімуму протікання газу й олії. Для розробленого агрегату представляється доцільним використання опорних і наполегливої підшипників гідродинамічного типу.

Основні агрегати системи в цілому досить відомі. Так, маслобак крім зберігання служить і для деаерації масла; обсяг маслобака  $1,2 \text{ м}^3$ . У верхній частині маслобака розміщений поплавковий показчик рівня масла.

### **Висновки за розділом 3**

Розрахунок втрат тиску газу перед ГРП дозволив зробити вибір детандер-генераторного агрегату. При цьому визначення втрат енергії при дроселюванні дозволило визначити кількість безповоротно втраченої енергії.

Визначена схема підігріву газу, найбільш оптимальна в заданих умовах. Для підігріву газу запропоновано використовувати теплонасосну установку, джерелом низькопотенційної енергії для якого буде виступати вода з системи охолодження генератора.

На підставі розрахунку підігрівача газу визначена ентальпія мережної води за підігрівачем і площа поверхні теплообмінника. Визначені ентальпія і температура газу за турбодетандером.

## РОЗДІЛ 4

### ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

#### 4.1 Вступ

В Україні проводиться впровадження ДГА-5000 на Харківську ТЕЦ-5.

Використання даного ДГА-5000 дає змогу зменшити витрати на газ, який не треба спалювати для виробництва електроенергії. Також ДГА-5000 виробляє електроенергію, потужність якого складає 5 МВт\*год.

В економічній частині необхідно визначити економію, витрати і термін окупності при впровадженні ДГА-5000 на Харківській ТЕЦ-5

#### 4.2 Розрахунок капітальних витрат

Виготовлення проектного ДГА-5000 планується провести на ТЕЦ, де буде куплено все необхідне і найнято необхідний персонал для монтажу і налагодження детандеру до роботи.

Величина проектних капіталовкладень ( $K_{пр}$ ) визначається такою формулою для ДГА-5000:

$$K_{пр} = W \cdot Z_{кВ} = 5000 \cdot 450 \cdot 27,15 = 60975 \text{ тис. грн.},$$

де  $W$  – потужність ДГА-5000, кВт;

$Z_{кВ}$  – затрати на покупку всіх необхідних комплектуючих, транспортування, монтаж і налагодження 1 кВт ДГА;

27,15 – курс долара на 01.12.2017.

### 4.3 Розрахунок економії при встановленні ДГА-5000

При встановленні ДГА-5000 на ТЕЦ, зменшаються витрати на згорання газ, котрий не треба спалювати і ДГА-5000 виробляє електроенергію. Розраховується по формулі:

$$E_{\text{рік}} = W \cdot a_{ee} + П \cdot a_{\text{пг}},$$

де  $W$  – Річне виробництво електроенергії з ДГА-5000;

$a_{ee}$  – ціна на електроенергію;

$П$  – річна економія природного газу;

$a_{\text{пг}}$  – ціна на газ.

$$W = P \cdot T = 5000 \cdot 8000 = 40000000 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 40 \text{ ГВт} \cdot \text{ч},$$

де  $P$  – потужність ДГА-5000;

$T$  – кількість годин в рік, які працюватиме ДГА-5000.

Річна витрата палива була розрахована в розділі 3, вона склала  $1,283 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{рік}$

$$E_{\text{рік}} = 40 \cdot 10^6 \cdot 1,92 + 1,283 \cdot 10^6 \cdot 6,96 = 85729,7 \text{ тис. грн.}$$

### 4.4 Розрахунок експлуатаційних витрат

Зміна поточних витрат ТЕЦ в зв'язку з експлуатацією ДГА-5000 розраховується по формулі

$$\Delta C = C_a^{\text{дет}} + C_{\text{т.о+п.р}}^{\text{дет}} + C_{\text{ен}},$$



де  $C_a^{\text{дет}}$  – амортизаційні відрахування на ДГА-5000;

$C_{\text{т.о+п.р}}^{\text{дет}}$  – витрати на технічне обслуговування та поточний ремонт приймається на рівні фактичних витрат аналогічного обладнання, що складає 12478 грн. в рік

$C_{\text{ен}}$  – витрати на електроенергію і тепло.

$$C_a^{\text{дет}} = K_{\text{пр}} \cdot \frac{H_a}{100},$$

де  $H_a$  – норма амортизації.

$$H_a = \frac{1}{T_a} \cdot 100\% = \frac{1}{12} \cdot 100\% = 8,33 \%$$

$$C_a^{\text{дет}} = 60975 \cdot \frac{8,33}{100} = 5079,2 \text{ тис. грн.}$$

$$C_{\text{ен}} = C_{\text{ее}} + C_{\text{теп}},$$

де  $C_{\text{ее}}$  – витрати на електроенергію для детандера;

$$C_{\text{ее}} = 0,002 \cdot W \cdot a_{\text{ее}} = 0,002 \cdot 40 \cdot 10^6 \cdot 1,92 = 153,6 \text{ тис. грн.}$$

$C_{\text{теп}}$  – витрати на підігрів газу в детандері.

$$C_{\text{теп}} = 860 \cdot W \cdot a_{\text{теп}} = 860 \cdot 40 \cdot 10^6 \cdot 1414,45 \cdot 10^{-6} = 48657,08 \text{ тис. грн.}$$

де  $a_{\text{теп}}$  – ціна на підігрів газу, грн/Гкал

$$C_{\text{ен}} = 153,6 + 49747 = 48657,08 \text{ тис. грн.}$$

$$\Delta C = 5079,2 + 12478 + 48657,08 = 66214,28 \text{ тис. грн.}$$

#### 4.5 Розрахунок терміну окупності

Розрахунок повної річної:

$$E_{\text{рік}}^{\text{повн}} = E_{\text{рік}} - \Delta C = 85729,7 - 66214,28 = 19215,42 \text{ тис. грн.}$$

Термін окупності проекту:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{пр}}}{E_{\text{рік}}^{\text{повн}}} = \frac{60975}{19215,42} = 3,17 \text{ років}$$

Таблиця 4.1 - Порівняльна оцінка техніко-економічних показників

| № | Найменування показників  | Одиниці виміру | Проект. варіант |
|---|--|----------------|-----------------|
| 1 | Капітальні витрати   | Тис. грн.      | 60975           |
| 2 | Експлуатаційні витрати   | Тис. грн       | 66214,28        |
| 3 | Амортизаційні відрахування                                       | Тис. грн       | 5079,2          |
| 4 | Технічне обслуговування та поточний ремонт                       | Тис. грн       | 12478           |
| 5 | Вартість споживаної електроенергії і тепло                       | Тис. грн       | 48657,08        |
| 6 | Збільшення річного прибутку за рахунок вироблення електроенергії | Тис. грн       | 76800           |
| 7 | Річна економія за рахунок зменшення витрат палива                | Тис. грн       | 8929,7          |
| 8 | Річна економія всього  | Тис. грн       | 19215,42        |
| 9 | Розрахунковий термін окупності                                   | Рік            | 3,17            |

#### **Висновок за розділом 4**

При введенні ДГА-5000 на ТЕЦ, збільшиться річне виробництво електроенергії і знизиться необхідність в згоранні газу, що приведе збільшенню доходу і економії на газ.

Термін окупності ДГА-5000 складає 3,17 роки.

## ВИСНОВКИ

В результаті проведених досліджень отримані наступні результати:

1. Аналіз сучасних літературних джерел показав, що досить глибоко досліджений метод генерування електричної енергії за рахунок використання технологічних перепадів тисків транспортування та розподілу природного газу, в той час як питання комбінованого використання тепла (холоду) та електрики не так широко висвітлені в науково-технічній літературі.

2. Розвиток технології сумісного використання електрики та низькопотенційного тепла в основному йде по шляху використання органічного палива для забезпечення працездатності установок і по шляху сезонного виробництва теплоти та холоду. Для генерації холоду найчастіше застосовуються абсорбційні холодильні машини (кондиціонери).

3. В роботі було виконано аналіз фізичних процесів, які виникають у детандер-генераторних агрегатах та розраховано систему, яка містить детандер-генераторний агрегат та тепловий насос, який використовує викидне тепло з рубашки охолодження та застосовується у технології підготовки газу в детандерній установці.

4. Розглядаючи різні схеми установок на базі ДГА і ТНУ було виявлено, що розвиток технологій ще не можна вважати максимально можливим, не тільки на території України, а й на територіях інших країн, де детандер впроваджений у реальні проекти.

5. Розрахунок втрат тиску газу перед ГРП дозволив зробити вибір детандер-генераторного агрегату. При цьому визначення втрат енергії при дроселюванні дозволило визначити кількість безповоротно втраченої енергії.

6. Визначена схема підігріву газу, найбільш оптимальна в заданих умовах. Для підігріву газу запропоновано використовувати теплонасосну установку, джерелом низькопотенційної енергії для якого буде виступати вода з системи охолодження генератора.

7. На підставі розрахунку підігрівача газу визначена ентальпія мережної води за підігрівачем і площа поверхні теплообмінника. Визначені ентальпія і температура газу за турбодетандером.

8. При введенні ДГА-5000 з тепловим насосом на ТЕЦ, збільшиться річне виробництво електроенергії і знизиться необхідність в спалюванні газу, що приведе збільшенню доходу і економії на газ. Термін окупності ДГА-5000 з тепловим насосом складає 3.17 років.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. «Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» (Затверджена Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 18.08.2017 р. № 605-р.), – К.: КМУ, 66 с.
2. Мотовилов Р. Аналіз схем газодетандерних установок / Р. Мотовилов, Д.В. Циценков // Матеріали / М-во освіти і науки України ; Нац. гірн. ун-т. – Д., 2017. – Ч. 11.
3. Моисеев С.В. Выбор оптимальных номинальных параметров УТДУ для работы на ГРС / С.В. Моисеев, А.В. Бурняшев, В.П. Сарапин // Наукові праці: Техногенна безпека. – Миколаїв: ЧДУ ім. П. Могили, 2007. – Т. 77, №64. –С. 49-52.
4. Говдяк Р.М. Утилізація енергії тиску природного газу в турбодетандерних установках на об'єктах газової промисловості/ Р.М. Говдяк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ : всеукр. наук.-техн. журн. - Івано-Франківськ : Факел. - . 2014. № 1(50) с. 7-12.
5. Костенко Д.А. Енергозберігаючий потенціал надлишкового тиску природного газу у газотранспортній системі України / Д.А. Костенко, В.О. Дмитренко // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 1. – С. 54.
6. Ситников В.В. Новые детандер-генераторные установки ГП НКПГ "Зоря"- "Машпроект" как один из путей экономии энергетических ресурсов /В.В. Ситников // Наукові праці. – 2006. – Т. 61, Вип. 48. – С. 236–243.
7. Степанец А.А. Об эффективности детандер-генераторных агрегатов в тепловой схеме ТЭЦ / А.А. Степанец // Энергетик. – 1999. - №4. – С. 24-32.
8. Гура Л.О. Газоперекачувальні станції магістральних газопроводів / Л.О. Гура. – Х.: НТУ "ХП", 2006. – 182 с.
9. Кубанов А.Н. Перспективы использования турбохолодильной техники на объектах добычи газа / А.Н. Кубанов, В.А. Хетагуров, Ф.М. Дедученко // Газовая промышленность. – 2004 – № 12. – С. 65–68. 21.

10. Кемпбел Д.М. Очистка и переработка природных газов / Д.М. Кемпбел; пер. с англ. под ред. д-ра техн. наук С.Ф. Гудкова. – М.: Недра, 1977. – 349 с.

11. Мальханов О.В. Энергосберегающий турбодетандерный агрегат мощностью 8000 кВт – ЭТДА-8000, предназначенный для выработки электроэнергии на ГРП тепловой электростанции / О.В. Мальханов // Надежность и безопасность энергетики. – 2008. – № 3. – С. 59–61.

12. Капица, П.Л. Турбодетандер для получения низких температур и его применение для сжижения воздуха / П.Л. Капица // ЖТФ. – 1939. – Т.9. – Вып.2. – С. 99-123.

13. Детандер-генераторные агрегаты на тепловых электрических станциях: учебное пособие по курсу —Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях по направлению —Теплоэнергетика/ В.С. Агабабов, А.В. Корягин – М.: Издательский дом МЭИ, 2005. – 48 с.

14. Агабабов, В.С. Влияние детандер-генераторных агрегатов на тепловую экономичность тепловых электрических станций : автореф. дис. ... доктора техн. наук: 05.14.14 / Агабабов Владимир Сергеевич. – М., 2003. – 40 с.

15. Пароводяной винтовой детандер. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.freepatent.ru/patents/2432465>

16. A gas energy conversion project using. A turbo expander driven generator / Материалы фирмы San Diego Gas & Electric Company, США, 1999 г.

17. Cronin, P. The application of turboexpanders for energy conservation / P. Cronin // Материалы фирмы Rotoflow Corporation, США, 1999 г.

18. Детандеры и турбодетандеры // Сжиженный природный газ [Электронный ресурс]: сайт. – Электрон., дан. – М., 2014. – Режим доступа: <http://lngas.ru/lng-equipment/detandery-turbodetandery.html>.

19. Каталог газотурбинного оборудования: каталог / учредитель ООО «Изд. дом «Газотурбинные технологии». – 2009. – М.: Изд. дом «Газотурбинные технологии». – Регистрационное свидетельство ПИ №ФС77-34888.

20. Державне підприємство «Науково-виробничий комплекс газотурбобудування «Зоря»-«Машпроект» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://zmturbines.com/special-development-for-power/cogeneration-units/>

21. Способ работы детандерной установки и устройство для его осуществления: пат. 2150641 Рос. Федерация: МПК F25B11/02, F01K27/00 / Агабабов В.С.; заявитель и патентообладатель МЭИ (ТУ). – № 99113159/06, заявл. 15.06.1999; опубл. 10.06.2000, Бюл. № 16. – 3 с. с ил.

22. Агабабов, В.С. Анализ влияния параметров работы бестопливной энергогенерирующей установки на ее эффективность / В.С. Агабабов, Ю.О. Байдакова, П.А. Костюченко // Энергосбережение и водоподготовка. – 2011. – №1.

23. Агабабов, В.С. Оценка эффективности работы бестопливных энергогенерирующих установок для производства электроэнергии в системе газоснабжения / В.С. Агабабов, У.И. Смирнова, А.М. Колосов // Вестник МЭИ. – 2010. – №2.

24. Способ подготовки природного газа к сжиганию в котлоагрегатах с комплексным использованием энергии избыточного давления газа для выработки электроэнергии и холода, выделения газового конденсата, производства водного конденсата и система реализации способа: пат. 2338972 Рос. Федерация: МПК F25B11/00 / Д.Т. Аксенов, Е.Д. Лашкевич, Г.П. Аксенова. – №2007117376/06, заявл. 10.05.2007; опубл. 20.11.2008, Бюл. №32. – 14 с.

25. Детандер-генераторная установка: пат. 49199 Рос. Федерация: МПК F25B11/02, F01K27/00 / В.С. Агабабов, Ю.М. Архаров, А.Ю. Архарова; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «МЭИ (ТУ)». – №2005115561/22, заявл. 24.05.2005; опубл. 10.11.2005, Бюл. №31. – 2 с.

26. Автономное устройство для тепло- и электроснабжения: св-во на пол. мод. 14603 Рос. Федерация: МПК F01D15/08 / В.С. Агабабов, А.В. Корягин, В.Ф.Утенков; заявитель и патентообладатель МЭИ (ТУ). – № 2000104604/20, заявл. 01.03.2000; опубл. 10.08.2000.



27. Агабабов, В.С. Производство электроэнергии в детандер-генераторных агрегатах с одновременным отпуском теплоты различных температурных уровней (теплоты и холода) / В.С. Агабабов, А.В. Корягин, Е.В. Джураева // Рациональное использование природного газа в металлургии: Сб. тез. межд. науч.-практич. конф. (Москва, 13-14 ноября 2003г.). – М.:МИСИС, 2003.

28. Установка для получения электроэнергии, теплоты и холода: пат. 46565 Рос. Федерация: МПК F25B11/02, F01K27/00 / В.С. Агабабов, А.Ю. Архарова, Н.В. Малафеева; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «МЭИ (ТУ)». – №2005102535/22, заявл. 03.02.2005; опубл. 10.07.2005, Бюл. №19. – 2 с.

29. Кириллин, В.А. Техническая термодинамика: учебник для вузов/ В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. — 496 с.: ил.

30. Байдакова, Ю.О. Исследование эффективности схем бестопливных установок генерации электроэнергии на основе детандер-генераторных агрегатов и тепловых насосов: дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.01 / Байдакова Юлия Олеговна. – М., 2013. – 154 с.

31. Колосов, А.М. Модернизация схемы энергогенерирующей установки на базе детандер-генераторного агрегата и теплового насоса: дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.01 / Колосов Антон Михайлович. – М., 2011.

32. Калнинь, И.М. Тепловые насосы: вчера, сегодня, завтра / И.М. Калнинь, А.И. Савицкий // Холодильная техника. – 2000. – № 10. С. 2-6.

33. Николаев, Ю.Е. Определение эффективности тепловых насосов, использующих теплоту обратной сетевой воды ТЭЦ / Ю.Е. Николаев, А.Ю. Бакшеев // Промышленная энергетика. – 2007. – № 9.

34. Мавжудова Ш. С. Использование потенциальной энергии сжатого природного газа для выработки электрической энергии / Ш. С. Мавжудова, Н. О. Усмонов // Наука, техника и образование: науч.техн. журн. – Иваново: Олимп. – № 11. – 2016. – 49-52 с.

35. Репин А.Л. Возможности использования энергии давления природного газа на малых газораспределительных станциях [Электронный ресурс] Режим доступа: [https://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=2497](https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2497)

36. Рогова А.А. Разработка и исследование схем тригенерационных установок на базе детандер-генераторного агрегата и тепловых насосов: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.01 /Рогова А.А. – М., 2014.

37. Степанец А.А. Энергосберегающие турбодетандерные установки/Под ред.А.Д.Трухня.-М.:ООО «Недра-бизнесцентр»,1999.

38. Загорученко В.А., Журавлева А.М. Теплофизические свойства газообразного и жидкого метана.-М.:Изд-во Комитета стандартов,1969.

39. Термодинамические свойства метана: ГСССД / В.В.Сычев, А.А.Вассерман, В.А.Загорученко, А.Д.Козлов, Г.А.Спиридонов, В.А. Цымарный.-М.:Изд-во стандартов,1979.

40. Елифанова В.И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры.-М.:Машиностроение,1974.

41. Степанец А.А., Горюнов И.Т, Гуськов Ю.Л. Энергосберегающие комплексы, основанные на использовании перепада давления на газопроводах // Теплоэнергетика.-1995.-№

42. Степанец А.А. Оценка эффективности влияния детандер- генераторных агрегатов на работу ТЭЦ //Теплоэнергетика.1999.-№12.

43. Получение экологически чистой электроэнергии при утилизации энергии давления транспортируемого природного газа / В.С. Агабабов, В.Ф. Утенков, Ю.Ю. Хаймер // Энергосбережение и водоподготовка.1999.- №4.

44. Агабабов В.С. Турбодетандерные установки - путь к энергосбережению // Теплоэнергетика.2000.-№9.

45. Определение энергетической эффективности использования детандер-генераторного агрегата в системах газоснабжения / В.С.Агабабов, А.В.Корягин // Теплоэнергетика.2002.-№12.

46. Теплообменные аппараты холодильных установок/ Г.Н.Данилова, С.Н.Богданов, О.П.Иванов и др.;Под общ.ред. Г.Н.Даниловой.-2-е изд.,перераб. и доп.-Л.:Машиностроение.Ленингр.отд-ние,1986.
47. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И.Бажан, Г.Е.Каневец, В.М.Селиверстов.-М.:Машиностроение,1989.
48. Энергосберегающие и нетрадиционные технологии производства электроэнергии / А.И.Леонтьев, В.И.Доброхотов, И.А.Новожилов, О.О.Мильман,В.А.Фёдоров // Теплоэнергетика.1999.-№4.
49. Промышленная энергетика, проблемы и основные направления энергосбережения / А.Д.Гольдштейн, П.А.Кругликов, Ю.В.Смолкин // Теплоэнергетика.2003.-№2.
50. Степанец А.А. Об эффективности детандер-генераторных агрегатов в тепловой схеме ТЭЦ // Энергетик.1999. -№4
51. О подогреве газа в детандер-генераторных агрегатах / В.С.Агабабов , А.В.Корягин , В.Л.Титов , И.А.Михайлов // Энергосбережение и водоподготовка.2001.-№1.
52. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решёток осевых турбин.-М.:Машиностроение, 1965.
53. Щеголяев А.В. Паровые турбины.Теория теплового процесса и конструкции турбин .В двух кн. 6-е изд., перераб. и дополн. Подготов. К печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергоатомиздат , 1993.
54. Трухний А.Д. Термодинамические основы использования утилизационных турбодетандерных установок // Вестник МЭИ. -1999.-№5.
55. Стерман Л.С., Шарков А.Т., Тевлин С.А. Тепловые и атомные электростанции. Учеб. для вузов. Под ред. Л.С.Стермана, М., Атомиздат, 1975.
56. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов. -4-е изд., перераб.-М.: Энергия, 1980.

57. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. -М.: Издательство стандартов, 1969.
58. Стерман Л.С., Шарков А.Т., Тевлин С.А. Тепловые и атомные электростанции. Учебник для вузов. Под ред. Л.С.Стермана, М., Атомиздат, 1975.
59. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов.-4-е изд., перераб.-М.: Энергия, 1980.
60. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара.-М.: Издательство стандартов, 1969.
- 61.Теплотехнический справочник. Изд. 2-е, перераб. Под ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. Т.1.-М.: Энергия, 1975.