

**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»
ФІЗИКО-ТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ФІЗИКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ**

«На правах рукопису»
УДК 621.039.5; 621.438

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ А.А. Халатов
“ ” _____ 20__ р.

**Дипломна робота
освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр»**

з напрямку підготовки (спеціальності) 6.040204 Прикладна фізика

на тему: Термодинамічний цикл повітряної газової турбіни для утилізації
теплоти на газотранспортній системі України

Виконала: студентка IV курсу, групи ФФ-12
Туряб Вікторія Юріївна _____

Керівник: доц. каф. «Фізика енергетичних систем», НТУУ «КПІ»; к.ф.-м.н.
Пономаренко С.М. _____

Консультант: с.н.с. ІТТФ НАН України, к.т.н.
Коваленко О.С. _____

Рецензент: с.н.с. ІТТФ НАН України, к.т.н.
Северін С.Д. _____

Засвідчую, що у цій дипломній роботі
немає запозичень з праць інших авторів
без відповідних посилань.
Студент _____

Київ 2015

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи за обсягом становить 68 сторінок, містить 8 таблиць та 20 рисунків. Використано 27 бібліографічних джерел.

Темою роботи є: термодинамічний цикл повітряної газової турбіни для утилізації теплоти на газотранспортній системі України.

Об'єктом дослідження є повітряна турбінна установка, за допомогою якою утилізується теплота газів, що викидаються з основного турбінного двигуна.

Предметом дослідження є термодинамічний цикл реального та ідеального процесів пропонованої теплоутилізуючої установки.

Метою роботи є побудова термодинамічних циклів, які створено за моделлю повітряної газової утилізаційної установки, їх аналіз, обґрунтування відмінностей між реальним та ідеальним циклами.

Завданням роботи є: знайомство з принциповою схемою повітряної теплоутилізуючої турбінної установки, аналіз її роботи та термодинамічних параметрів, знаходження оптимальних умов для роботи установки, побудова термодинамічних циклів у p - V та T - S координатах за цими параметрами.

В результаті дослідження були отримані наступні результати:

1. З метою зменшення вартості виробництва ПТТУ, в даній роботі пропонується використання знятого з експлуатації компресора низького тиску ГТУ ДЖ-59. Він зарекомендував себе як надійний апарат з високим значення ККД $\eta_k=0,825..0,9$.

2. Виходячи з аналізу зміни ККД компресора ДЖ-59 при двох законах регулювання ПТТУ, вибрано $T_2^*=const$, як найбільш прийнятний для забезпечення високої ефективності ПТТУ.

3. Побудовано математичну модель ПТТУ з урахуванням зміни ізобарної теплоємності C_p за трактом ПТТУ та визначено термодинамічні параметри для адіабатного та політропного циклів.

4. Доведено, що оптимальні значення ККД і електричної потужності ПТТУ у визначній мірі залежать від характеристик компресора ПТТУ, тобто його розрахункових значень витрати повітря, ступеня підвищення тиску і ККД.

5. На основі аналізу залежностей термічного та повного ККД від витрати повітря зроблено висновок, що ПТТУ доцільно встановлювати на виході з ГТУ великої потужності з високим значенням витрати і температурою «викидних» газів. На основі цього було пропоновано використання в якості двигуна основного ГТУ ГТД енергетичного типу ДН–80 (ГПА–25С) потужністю 25 МВт з температурою вихідних газів 480°C і витратою 87,5кг/с.

6. На підставі дослідження циклу ПТТУ було отримано, що оптимальна витрата повітря через ПТТУ складає 65кг/с при частоті обертання $n=4625$ об/хв. При цьому термічний ККД циклу ПТТУ складатиме 10...12%, а повний – 6,31%, що дозволить набагато ефективніше використовувати існуючі ГТУ.

7. Аналіз виконаних досліджень показує, що головним напрямком подальшого розвитку є підвищення ефективності ПТТУ шляхом досягнення великих значень ККД повітряної турбіни та ефективності теплообмінного апарату. Це може бути виконано за рахунок підвищення вмісту вологи у повітрі на вході у турбіну, а також за рахунок зниження температури повітря на входу у ПТТУ.

Ключові слова: *газотранспортна система, газотурбінні приводи, утилізація теплоти, повітряна турбінна теплоутилізуюча установка, теплообмінний апарат, термодинамічний цикл.*

SUMMARY

The diploma work explanatory note includes 68 pages, 8 tables and 20 figures. 27 references were used in it.

Thermodynamic cycle of the air-type gas turbine for the waste heat utilization in the pipe-line network of Ukraine is the main theme of the work.

The utilization of heat discarded after use in the main turbine is an object of research.

Thermodynamic cycle of real and ideal processes proposed heat-utilization facility is the subject of research.

To plot a thermodynamic cycles that appropriate to the model of air gas utilization facility, their analysis and the explanation of differences between real and ideal cycles is the aim of this work.

The main tasks of the work are: familiarization with the principal scheme heat-utilization air turbine facility, operation and analysis of its thermodynamic parameters, chosen of optimal conditions of the facility, plot a thermodynamic cycles in p-V and T-S coordinates for these parameters.

Next results were received in the result of research:

1. To reduce production costs of Air Turbine Heat-Utilization Facility(ATHF), in this work was proposed to use a low pressure gas turbine compressor J-59 that was phase out of exploitation. It was recommended as a reliable device with high energy conversion efficiency $\eta=0,825..0,9$.

2. Selection $T^* = const$ as the most suitable law of regulation for high energy conversion efficiency of ATHF.

3. The mathematical model ATHF considering the changing of isobaric heat capacity C_p by ATHF tract was built and thermodynamic parameters for adiabatic and polytrophic cycles were defined.

4. It has been proved that the optimal values of energy conversion efficiency and electrical power dependent on the characteristics of the ATHF

compressor , i.e. its calculated values of air flow rate, degree of pressure increase and energy conversion efficiency.

5. ATHF advisable to place behind the gas turbine that has a high power with high value of flow rate and a high temperature of discarded gas. Based on this was proposed to use DN-80 (GPA-25C) as a main gas turbine. It has 25 MW of electrical power, 480 ° C of discarded gas temperature and 87,5kh / s of flow.

6. It was concluded that the optimal air flow is 65kg / s. This thermal energy conversion efficiency of ATHF is 10...12% and full energy conversion efficiency of ATHF is 6.31%, that is enabling much more effective use of existing gas turbines.

7. Analysis of the research shows that the main focus of further development is to improve ATHF by achieving high values of energy conversion efficiency of ATHF and effectiveness of air turbine heat exchanger. This can be done by increasing the humidity in the air at the entrance to the turbines, as well as by reducing the air temperature at the entrance to the ATHF.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАЧЕНЬ ТА ТЕРМІНІВ.....	9
ВСТУП.....	12
1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД.....	14
1.1. Загальна характеристика газотранспортної системи (ГТС) України.....	14
1.2 Типи приводів на КС.....	18
1.3. ГТД. Принцип роботи, типи та роль.....	20
1.3.1 Аналіз втрат на ГТД.....	22
1.4. Регенерація теплоти.....	25
1.4.1 Причини відмови від регенерації теплоти.....	27
1.5. Утилізація теплоти.....	30
1.5.1 Комбіновані установки з паросиловим циклом.....	31
1.5.2 Установки з низькотемпературним циклом Ренкіна.....	31
1.5.4. Газоповітрянотурбінні установки (ГПТУ).....	33
1.6. Цілі та задачі.....	38
2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПОВІТРЯНОЇ ТЕПЛОУТИЛІЗУЮЧОЇ ТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ.....	40
2.1 Принципова схема досліджуваної ПТТУ.....	40
2.2 Вибір серійного ГТД та компресора для створення ПТТУ.....	41
2.3 Побудова ліній робочих режимів на характеристиці компресора...	42
3. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИК ПТТУ І ПОБУДОВА ЙОГО ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ.....	52
3.1 Вибір оптимальних параметрів робочого процесу.....	52
3.2. Аналіз розрахункових характеристик ПТТУ.....	54
3.3 Побудова термодинамічного циклу на базі математичної моделі....	61
ВИСНОВКИ.....	64
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	66

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАЧЕНЬ ТА ТЕРМІНІВ

Латинські символи:

C_p – ізобарна питома теплоємність, Дж/кг К;

G – витрата, кг/с;

H – оточуюче середовище;

N – потужність, Вт;

T – температура, К;

c – швидкість, м/с;

h – питома ентальпія, Дж/кг;

k – показник адіабати;

l – питома механічна робота, Дж/кг;

p – тиск, Па;

q_T, q_1 – теплота, підведена у циклі до робочого тіла, Дж/кг;

q_2 – теплота, відведена у циклі від робочого тіла, Дж/кг;

R – Ренкіна;

s – ентропія, Дж/кг;

t – температура, °С;

v – питомий об'єм.

Грецькі символи:

Σ – сумарний;

η – коефіцієнт корисної дії (ККД);

η_k – ККД компресора;

η_T – ККД турбіни;

η_{TA} – коефіцієнт ефективності теплообмінного апарату;

η_T – коефіцієнт виділення теплоти у камері згоряння;

$\Theta = T_T / T_H$ – ступінь підігріву робочого тіла у циклі;

π – ступінь підвищення (зниження) тиску у циклі (компресорі двигуна);

τ – температурний коефіцієнт циклу.

Індекси:

вн – внутрішній;

z – переріз за камерою згоряння;

e – енергетичний;

ϵ – ефективний;

i – внутрішній;

к – переріз за компресором;

ку – котел-утилізатор;

м – механічний;

пр – привод, корисна робота;

пт – парова турбіна;

p – редуктор;

c – переріз вихідного патрубка ГТД;

t – переріз за турбіною;

ц – цикл;

O – початкові параметри пара;

Скорочення

ЕГПА – електроприводні газоперекачувальні агрегати;

ГПА – газоперекачувальні агрегати;

ГПТ – газоповітрянотурбінна установка;

ГРС – газорозподільна станція;

ГТД – газотурбінний двигун;

ГТП – газотурбінний привід;

ГТУ – газотранспортна установка;

ГТС – газотранспортна система;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КС – компресорні станції;

ЛЕП – лінії електропередач;

ЛРР – лінії робочих режимів;

НРТ – низьокіпляче робоче тіло;

ПДВЗ – привід від двигуна внутрішнього згорання;

ПСГ – підземне сховище газу;

ПТД – паротурбінний двигун;

ПТТУ – повітряна теплоутилізуюча турбінна установка;

ТА – теплообмінний апарат;

ТХМ – тепловикористовуюча холодильна машина.

ВСТУП

Газотранспортна система України є одною з найбільш важливих галузей в економіці країни. Через вітчизняні газопроводи проходить природний газ власного видобування та той, що потрапляє з Росії до 18 країн Європи. Тому надійне її функціонування, забезпечуючи Україну прибутком за рахунок транзиту газу, має велике політичне та економічне значення, як в міжнародному, так и в національному плані. Природний газ окрім теплової енергії у будь-яку пору року та при будь-яких кліматичних умовах є джерелом одержання різноманітних хімічних продуктів. Саме тому, вдосконалення призводить не лише до економічного процвітання країни, але і до підвищення стандартів соціального життя населення.

В даний час саме задача вдосконалення ГТС стоїть перед провідними науковцями в галузі енергетики. Особливо це стосується підвищення економічності агрегатів, що перекачують природний газ на компресорних станціях.

Однією з невід'ємних частин компресорної станції, яка забезпечує її функціонування є газоперекачувальні агрегати (ГПА). У 82% вони живляться завдяки газотурбінному приводу (ГТП), який працює від промислового, конвертованого авіаційного або судового газотурбінного двигуна(ГТД). Однак за різними оцінками при експлуатації ГТД при середньому для України значенні ККД 25% у навколишнє середовище викидається 75% теплової енергії, що відповідає 46 млрд. МДж/рік. Ця проблема є вирішальною в нераціональному використанні паливних ресурсів.

В даній роботі пропонується використання викидної енергії за рахунок утилізації завдяки роботі додаткового циклу повітряної турбінної теплоутилізуючої установки. В основі її лежить принцип, згідно якого замість котла, ця установка використовує теплообмінний апарат, в якому теплота газів основного ГТД, які викидаються в атмосферу, на турбіні

перетворюються у додаткову енергію. Ця енергія може обслуговувати власну компресорну стацію або йти до зовнішніх споживачів.

За цим розрахунком а також завдяки побудованій математичній моделі, в цій роботі ми проаналізуємо роботу цієї установки, а також побудуємо її термодинамічний цикл.

1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1. Загальна характеристика газотранспортної системи (ГТС) України.

Вітчизняна ГТС є другою за масштабами в Європі після російської. Її потужність на вході становить 287,7 млрд. куб. метрів на рік, на виході — 178,5 млрд. куб. метрів на рік. Загальна протяжність газопроводів становить 38,55 тис. кілометрів, з яких 23 тис. кілометрів — магістральні газопроводи. До складу системи входять 73 компресорні станції (КС) (110 компресорних цехів) загальною потужністю 5,4 ГВт, 1455 газорозподільних станцій, 287 тис. кілометрів газової розподільної мережі, 14,8 тис. мережних газових станцій. ГТС спроможна щороку транспортувати у напрямку 18 країн Європи до 143 млрд. куб. метрів природного газу [1]. Загальна характеристика показана в табл.1.1.

ГТС має безпосередній зв'язок із системами газопроводів Росії, Білорусі, Польщі, Словаччини, Угорщини, Румунії, Молдови і через них фактично інтегрована до загальноєвропейської газової мережі. Система забезпечує подачу природного газу внутрішнім споживачам та близько 80 відсотків експортних поставок російського газу в інші європейські країни.

Україна має одну з найпотужніших (друга після російської) в Європі мереж підземних сховищ газу (ПСГ), яка є важливою технологічною частиною газотранспортної системи, що забезпечує надійність як внутрішнього газопостачання, так і транзитних поставок російського газу до європейських країн. ПСГ об'єднані в такі чотири комплекси, як Західноукраїнський (Прикарпатський), Київський, Донецький і Південноукраїнський. Усі ПСГ (їх 12) обладнані за технічними проектами. Загальна ємкість ПСГ становить 32 млрд. куб. метрів. Максимальний добовий відбір газу з ПСГ у разі повного заповнення може становити 240

млн. куб. метрів, що забезпечить безперебійне постачання газу на внутрішній ринок, а також транзит російського газу до європейських країн.

Таблиця 1.1. Характеристика газотранспортної системи України [1]

Параметри ГТС	Одиниця виміру	Кількість
Довжина газопроводів, всього магістральних газопроводів газопроводів- відгалужень	тис. км	38,55
		22,16
		16,39
Пропускна здатність газотранспортної системи: на вході на виході	млрд. м ³ /рік	287,7
		178,5
Компресорні станції (КС)	шт.	72
Компресорні цехи	шт.	110
Газоперекачувальні агрегати(ГПА)	шт.	702
Потужність КС	МВт	5443
Підземні сховища газу (ПСГ)	шт.	12
Загальна активна місткість ПСГ	млрд. м ³	31
Газорозподільні станції (ГРС)	шт.	1455
Кількість працюючих	тис. чол.	28

Розглянемо детальніше експорт природного газу в Україні. Всього Україна експортує у рік потужностей в обсязі 143 млрд. куб метрів через 9 основних газопроводів, які представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2. Експортні газопроводи України [2]

Газопровод	Потужність	Число
Назва (вхід-вихід)	млрд.м3/рік	ниток
Оренбург-Західна границя (Сохранівка-Ужгород)	26	1
Уренгой-Ужгород (Суджа-Ужгород)	28	1
Ямбург-Західна границя (Суджа-Ужгород)	28	1
Долина-Ужгород (Ужгород)	20	2
Комарно-Дроздовичі (Дроздовичі)	5	2
Ужгород-Берегово (Берегово)	11	2
Хуст - Сату-Маре (Теково)	2	1
Анан'їв-Тираспіль-Ізмаїл (Орловка)	24	1
Шебелинка-Кривий Ріг-Ізмаїл (Орловка)	24	3-2
Усього експорт:	143	

Розподіл цих газопроводів ілюструє рисунок 1.1.

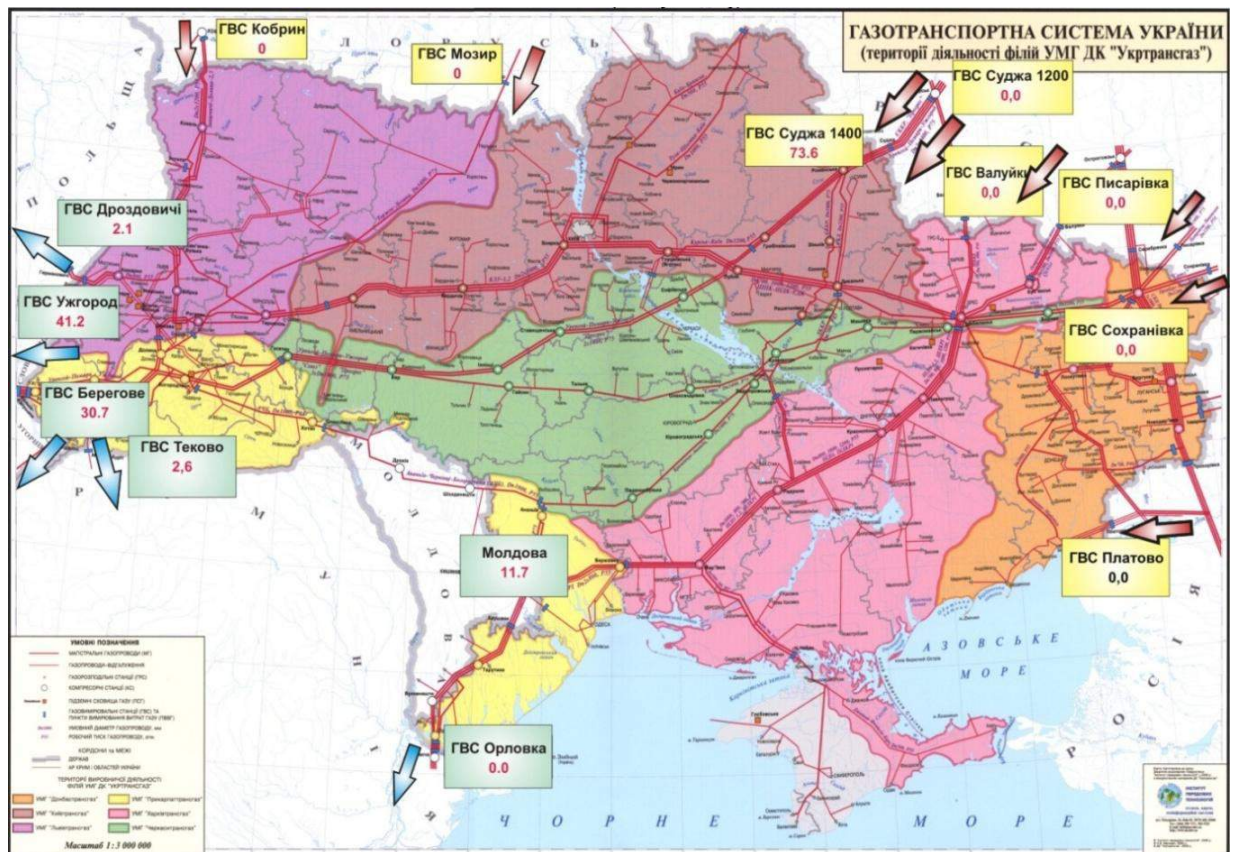


Рис.1.1. Розподіл основних експортних газопроводів

Таким чином, ГТС України має величезну мережу всіх типів установок для здійснення транзиту з Російської Федерації до Туреччини, Західну і Центральну Європу, подачу газу промисловим підприємствам і комунальним споживачам, зберігання його у ПСГ, експлуатацію, реконструкцію та сервісне обслуговування магістральних газопроводів і об'єктів на них.

1.2 Типи приводів на КС

Для підвищення тиску газу з метою зменшення його обсягу при транспортуванні або зберіганні використовують ГПА. Вони встановлені на КС магістральних газопроводів, а також в ПСГ.

Компресори, що застосовуються в газових КС приводяться в дію різними типами двигунів: електродвигуном, двигуном внутрішнього згоряння, газовою турбіною. Вибір типу двигуна в основному визначається енергетичним балансом підприємства, на якому встановлюється компресор.

Пристрій, що приєднано до компресора та складається з джерела механічної енергії (двигуна), передавального механізму та апаратури управління називається привід.

Залежно від двигунів, що застосовуються в приводі, їх підрозділяють відповідно на електропривод, де джерелом енергії є електродвигун постійного або змінного (синхронний або асинхронний) струму); газопоршневий привід, де джерелом енергії є поршневий двигун, що працює на газі; газотурбінний привід(ГТП), де джерело енергії є газова турбіна.

Приводи компресорів повинні відповідати таким вимогам: бути простими по конструкції, надійними в роботі, економічними, мати високий ступінь автоматизації, тобто мати здатність автоматично пристосовуватися до мінливих в процесі роботи умовам із забезпеченням найбільш економічного використання потужності.

Сьогодні парк ГПА налічує 702 одиниці загальною потужністю 5440 МВт, у тому числі з ГТП – 448, з електроприводом -158, газопоршневим – 96. [2]

Загальна потужність ГТП становить 4,6 млн. КВт тобто 82% від загальної потужності силових агрегатів, встановлених на ГТС Україні. 158 електроприводних газоперекачувальних агрегатів (ЕГПА) ж мають потужність 820 МВт, що відповідає 14,6% потужності КС. Однак фактично експлуатуються не більше 10 ЕГПА, які, в свою чергу, використовуються тільки на 15...18% [3].

Приводи від двигуна внутрішнього згоряння(ПДВЗ) в стаціонарних компресорних установках застосовуються рідко: в якості резервних або в тих місцевостях, де відсутня електроенергія. Проте двигуни внутрішнього згоряння мають ряд переваг, вони:

- компактні;
- відрізняються високим ККД;
- відносно швидко включаються в роботу і швидко зупиняються;
- не потребують великої кількості обслуговуючого персоналу;
- дозволяють змінювати число обертів вала в широких межах.

Їх застосування раціонально при періодичній роботі компресора з частими включення і виключення. Але значним недоліком є те, що ПДВЗ можуть працювати тільки на високоцінному рідкому паливі і вимагають додаткового допоміжного обладнання, тому застосування їх на стаціонарних повітряних станціях обмежено [4].

На КС магістральних газопроводів застосовують також ГПА з приводом від електродвигунів. В цьому випадку для приведення в дію відцентрових нагнітачів використовують синхронні двигуни потужністю 4,6 і 12,5 тис. кВт. Найбільшого поширення набули синхронні електродвигуни СТД-4000-2 і СТД-12500-2.

Перевагами ГПА з електроприводом є:

- значне спрощення і здешевлення монтажних та пусконаладжувальних робіт;
- менша площа, яку займає агрегат і, відповідно, менший об'єм фундаменту;
- більший ресурс і більша експлуатаційна надійність;
- значне спрощення системи автоматичного керування КС;
- зниження експлуатаційних видатків на 50% порівняно з такими ж видатками на ГПА з газотурбінним приводом однакової потужності.

На противагу великій кількості переваг, ЕГПА має і ряд недоліків:

- обмеженість районів з дешевою і доступною електроенергією;
- необхідність будівництва ліній електропередачі (ЛЕП) і розвитку електроенергетичних систем, що вимагає великих металовкладень і капітальних витрат;

- погана пристосованість до змінного режиму роботи газопроводу через постійну частоту обертання;
- необхідність підвищувальної зубчастої передачі до нагнітача, що викликає у разі великої потужності і швидкохідності серйозні технічні труднощі [5].

1.3. ГТД. Принцип роботи, типи та роль

Газотурбінний двигун(ГТД), який являє собою невід'ємну частину ГТП - це різновид теплового двигуна, який працює за нескладним принципом. Багатоступінчастий компресор стискає атмосферне повітря і подає його під високим тиском в камеру згорання для створення паливно-повітряної суміші. При згорянні паливо виділяє велику кількість енергії. Потім енергія газоподібних продуктів згорання за рахунок обертання потоками розпеченого газу лопатей турбіни перетворюється в механічну роботу.

Деяка частина отриманої роботи витрачається на стиснення повітря в компресорі ГТД, а інша частина роботи передається на електричний генератор. Робота, споживана цим агрегатом, є корисною роботою. Відпрацьовані в ГТД гази виділяються через вихідний патрубок в атмосферу.

Як вже було підкреслено, 82% сумарної потужності всіх силових агрегатів, установлених на ГТС України складають ГТУ. В цю кількість входять промислові газотурбінні установки (267 од.), конвертовані авіаційні (98 од.) і судові ГТД (90 од.) [2].

У ГТС України спочатку застосовувалися газотурбінні двигуни стаціонарного типу зі значною металомісткістю і низькою економічністю (ККД не більше 24-26%), що вимагали великого періоду часу для монтажу. Надалі, починаючи з 1975 року, в експлуатацію стали надходити конвертовані

авіаційні та судові газотурбінні двигуни, розроблені російськими та українськими оборонними підприємствами. Їх використання відіграло дуже позитивну роль, тому що дало можливість збільшити ККД двигунів, забезпечило постачання ГПА в блочно-контейнерному виконанні і скоротило термін на спорудження КС до 10–18 місяців.

Основними переваги використання ГТД є швидкий запуск турбіни з холодного стану (15 – 30 хв.), відносно малі габарити та маса, порівняно високий ККД (до 36%), простота та надійність конструкції, зосередження великої потужності в одному агрегаті, відсутність значних вібрацій незалежно від зовнішніх джерел енергії.

До основних недоліків цих двигунів слід віднести низьке напруження на відмову (всього 1–3 тис. год.), невеликий термін служби (50–60 тис. год.) і малий ресурс до капітального ремонту (10–20 тис. год.). Оскільки капітальний ремонт таких двигунів може проводитися тільки в заводських умовах, то це зумовило високі витрати на періодичний ремонт двигуна.

Перелічені недоліки пов'язані, насамперед, з особливостями конструкції газотурбінних двигунів військового призначення, де при проектуванні за основу ставляться потужність і маневровість, а надійність за тривалої експлуатації, ресурс і економічність, що важливі для ГТД газотранспортної системи, мають другорядне значення.

Промислові ГТД для ГТС слід створювати з урахуванням специфіки їх експлуатації на газопроводах. При цьому високі характеристики можуть бути досягнуті за рахунок використання найсучасніших газотурбінних технологій, застосовуваних в авіаційних і судових ГТД військового призначення.

Основною проблемою є низька економічність та ККД застарілих ГТД, яка складає лише 23–25%. Сьогодні основні показники більшості ГТД, що експлуатуються, нижчі за показники зарубіжних двигунів аналогічної

потужності, які мають повний ресурс до 150 тис. годин і ККД на рівні 34–38%.

Пояснити це можна тим, що біля 70% ГПА з газотурбінним приводом уже практично виробили свій ресурс (100 тис. годин). Подальша експлуатація фізично зношених та морально застарілих ГТД може призвести до нездатності ГТС України забезпечувати надійну подачу природного газу всередині країни і його транзит до Європи [6].

Вихід із ситуації полягає в якнайшвидшій розробці нового покоління українських двигунів, призначених для експлуатації на ГТС України. Найбільш важливими якостями таких ГТД є безпека і надійність за умов тривалої експлуатації, висока економічність (ККД), відносна простота конструкції й експлуатації, низька вартість життєвого циклу.[6]

З вище сказаного ми бачимо, що для ГТС України необхідний новий підхід, який би збільшив ефективність роботи ГТД.

1.3.1 Аналіз втрат на ГТД

Аналіз балансу енергії у відкритому циклі ГТД простої схеми показує, що значна частина її у вигляді кінетичної і теплової енергії безповоротно втрачається з газами, що викидаються (рис. 1.2). Сумарна величина цих втрат визначається різницею повних ентальпій продуктів згоряння за силовою турбіною і атмосферного повітря. При цьому у випускному патрубку двигуна відбувається лише деяке зменшення частки кінетичної енергії на користь теплової.

Ступінь досконалості ГТД, робочий процес якого об'єднує функції як теплової машини, так і газотурбінного привода, оцінюють за допомогою ККД циклу [7]. У технічній літературі його також називають повним або енергетичним ККД. Він являє собою відношення роботи на валу привода до кількості теплоти, підведеної до 1 кг робочого тіла:

$$\eta_e = L_{np} / q_e$$

Замінюючи кількість теплоти секундними витратами повітря і палива, з урахуванням теплотворної здатності останнього отримуємо [8]:

$$\eta_e = (G_m G_e) L_{np} / G_m H_u = N_e / G_m H_u$$

Неможливість утилізації кінетичної енергії потоку на виході з ГТД - наслідок отримання на валу механічної роботи, а неминучість відводу теплоти в атмосферу - ілюстрація дотримання другого закону термодинаміки.

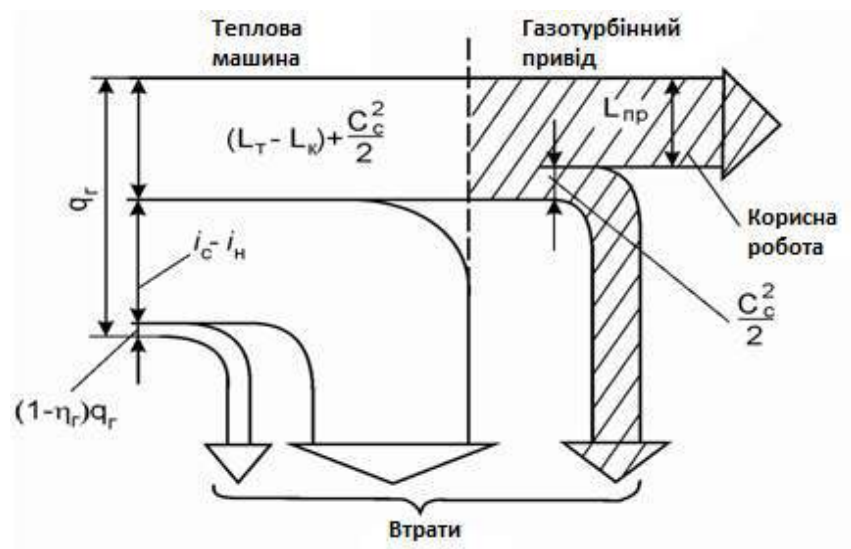


Рис.1.2. Аналіз втрат на ГТД

Аналіз даних ГТД, що використовуються в якості приводів ГПА на ГТС України (Додаток А) показує, що їх енергетичні ККД залежать від їх типів і зростають рід від року розробки (рис.1.3).

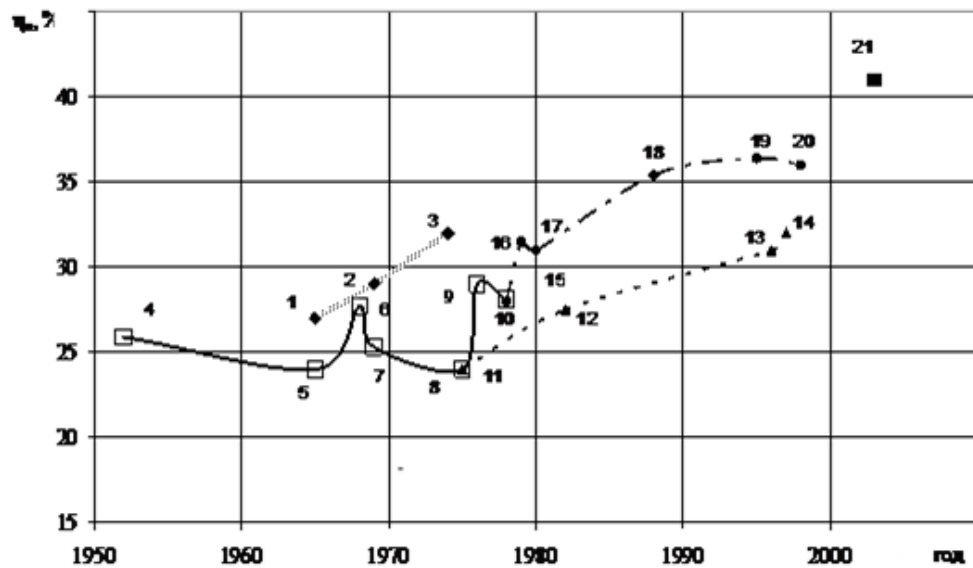


Рис. 1.3. Залежність ККД від року та типу ГТД: 1 – 3 и 4 – 10 – промислового типу відповідно з регенерацією (ГТ-750-6; ГТК-10, ГТНР-10) и без неї (MS3002, ГТД-6-750, MS5002, Центавр-3002, ГТН-6, ГТН-16, ГПА25/76); 11 – 14 – авіаційного тип (НК-12СТ, НК-16СТ, Д-336-2, Д336-1-8); 15-20 – судового типу (ДР-59Л, ДТ-71П, ДЖ-59Л, ДГ-90, ДН-80Л, ДН-70); 21 – установка монарного циклу – ГПУ-16К «Водолей».

Наразі відомо кілька шляхів зменшення теплової енергії, що викидається, реалізованих в реальних конструкціях або ж запропонованих тільки в проектах. Концептуально вони розрізняються методами вилучення цієї енергії в продуктів згорання і подальшого її використання. Залежно від схеми використання теплової енергії, що відбирається, розрізняють її регенерацію та утилізацію.

При регенерації в якості теплоносія вибирається робоче тіло циклу (у випадку ГТД - повітря). Для утилізації вихідних газів застосовують окреме робоче тіло.

Головну роль при цьому відіграє вибір теплоносія, який транспортує відбирається теплоту. Саме його властивості визначають можливості подальшого перетворення теплової енергії в інші види, зручні для практичного застосування [9].

1.4. Регенерація теплоти

В українській ГТС на КС досить широко (25% парку ГТП) застосовується регенерація теплоти вихідних газів

Регенерація теплоти - підігрів повітря після компресора вихлопними газами - можлива за умови, що температура газу за турбіною вище за температуру газу за компресором $T_T > T_K$. Для цього в схему установки необхідно ввести додатковий пристрій – теплообмінний агрегат (ТА). Схема ГТД з регенерацією теплоти представлені на рис. 1.4. Повітря після компресора направляється в ТА, де воно отримує теплоту від газів, що вийшли з турбіни. Після підігріву повітря надходить в камеру згоряння, і тоді для досягнення певної температури газу перед турбіною потрібна менша кількість палива. Таким чином питомі витрати палива зменшуються, а ККД ГТП збільшується.

У T-S координатах ідеальний цикл з регенерацією теплоти виглядає наступним чином (рис.1.5). У процесі 4-5 продукти згоряння охолоджуються в ТА і ця теплота передається повітрю в процесі 2-6.

При повній регенерації (ідеальному ТА) повітря можна нагріти до температури T_6 , що дорівнює температурі T_4 , а продукти згоряння охолодити до температури T_5 , що дорівнює температурі повітря T_2 .

Робота циклу залишається незмінною, а кількість підведеної теплоти зменшується; тепер теплота q_1^p підводиться в камері згоряння тільки в процесі 6-3.

У реальних умовах теплота регенерації передається не повністю, оскільки теплообмінники неідеальні. Нагрівання повітря здійснюється до точки 6', а продукти згоряння охолоджуються до точки 5'

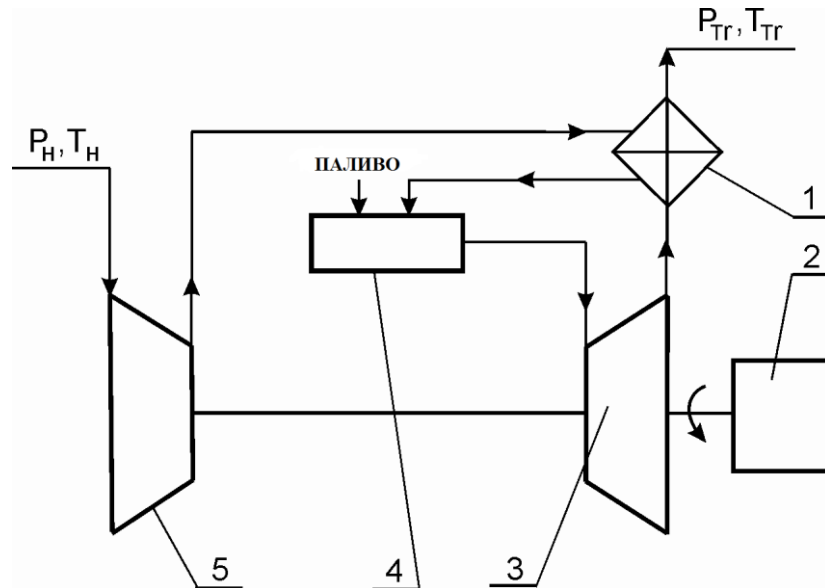


Рис.1.4. Схема ГТУ з регенерацією теплоти:
1 - регенератор; 2 - редуктор; 3 - турбіна; 4 - камера згорання; 5 - компресор.

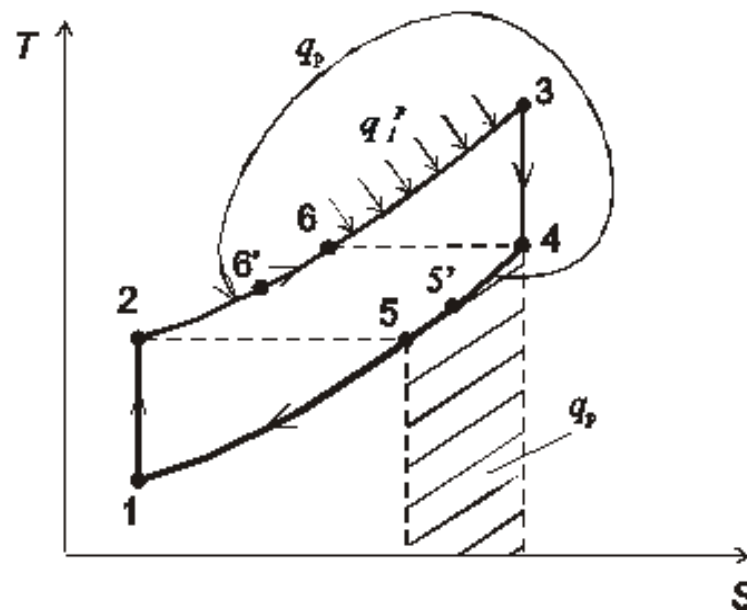


Рис.1.5. T-S діаграма ідеального циклу ГТД з регенерацією теплоти

1.4.1 Причини відмови від регенерації теплоти

Ретроспективний аналіз основних параметрів робочого процесу українських ГТТ і їх енергетичного ККД дозволяє зробити декілька висновків.

Так з кінця 70х років припиняється розробка ГТП промислового типу з регенерацією теплоти. Водночас почалось запровадження приводів на базі конвертованих авіаційних і суднових двигунів. Зростання енергетичного ККД останніх зрештою вийшло на рівень ККД двигунів з регенерацією теплоти, а в 80х та 90х роках навіть перевершило його.

Це сталося внаслідок успішного опанування високих параметрів робочого процесу: температури газу перед турбіною та ступеня підвищення тиску у компресорі.

Синхронне їх підвищення, як відомо[8], веде до кращої ефективності використання палива. Саме тому енергетичний ККД привода авіаційного або судового типу стає співвісним з ККД двигуна з регенерацією теплоти або навіть перевищує його.

Отже успішне освоєння важливих параметрів робочого процесу в ГТД простої схеми привело до втрати можливості застосування в них повітряної регенерації теплоти газів, що викидаються в атмосферу.

Для ГТП, що експлуатуються в Україні це наочно демонструється характером зміни температури потоку за компресором та турбіною (рис.1.6).

Розрахунки показують, що реалізація регенеративного повітряного циклу має сенс лише при істотному (240...290 К) перевищенні температури вихідних газів над температурою повітря за компресором.

По мірі зростання з часом параметрів робочого процесу ГТД українських приводів цей температурний потенціал поступово зменшується від 266...55 К для ГТУ промислового типу до 44...5 К і навіть негативних значень для приводів авіаційного або судового типу.

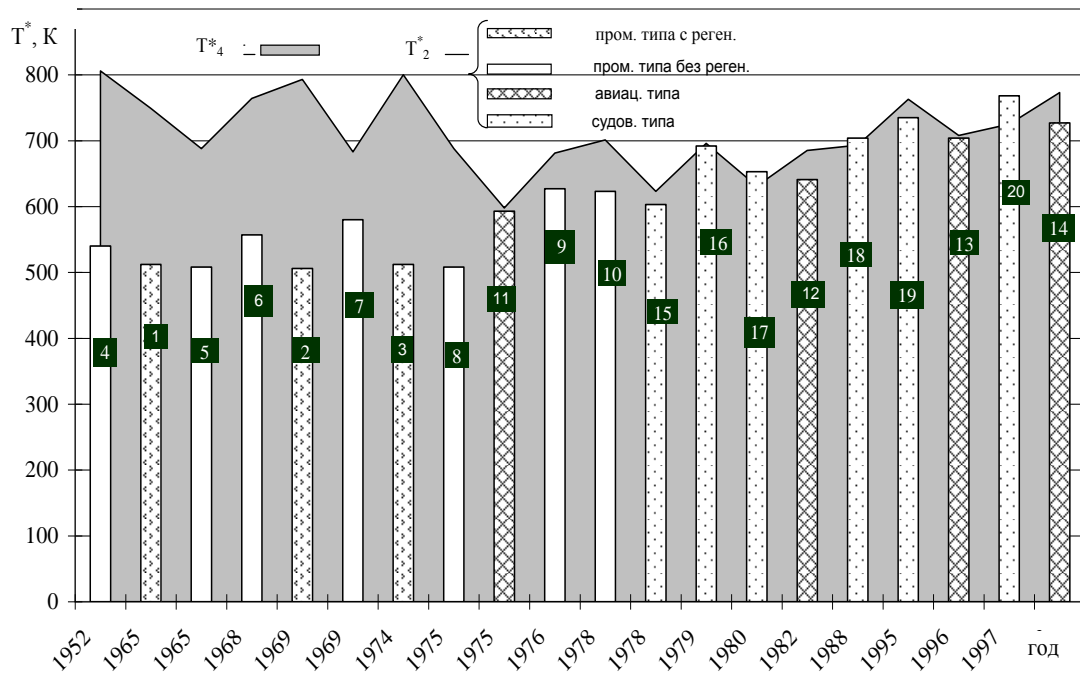


Рис.1.6. Залежність температури потоку за компресором і турбіною від типу ГТП і початку його серійного виробництва(позначення на рис.1.3).

Наведені результати підтверджують безперечну втрату термодинамічних можливостей повітряної регенерації теплоти у відкритому циклі сучасних ГТД і цим пояснюють зниження інтересу промисловості до проектування регенераційних установок на базі ГТД простої схеми.

Разом з тим збільшення ентальпії газів, що викидаються в атмосферу, при високих параметрах робочого процесу ще більше підкреслює актуальність проблеми використання теплоти цих газів.

На український ГТС є приклад відбору теплоти від вихідних газів з допомогою води замість повітря, який застосовується на установці «Водолей». Ця установка являє собою гібрид ГТД та паротурбінного двигуна (ПТД) з загальною турбіною, де реалізується монарний конденсаційно-регенеративний цикл (рис. 1.7) .

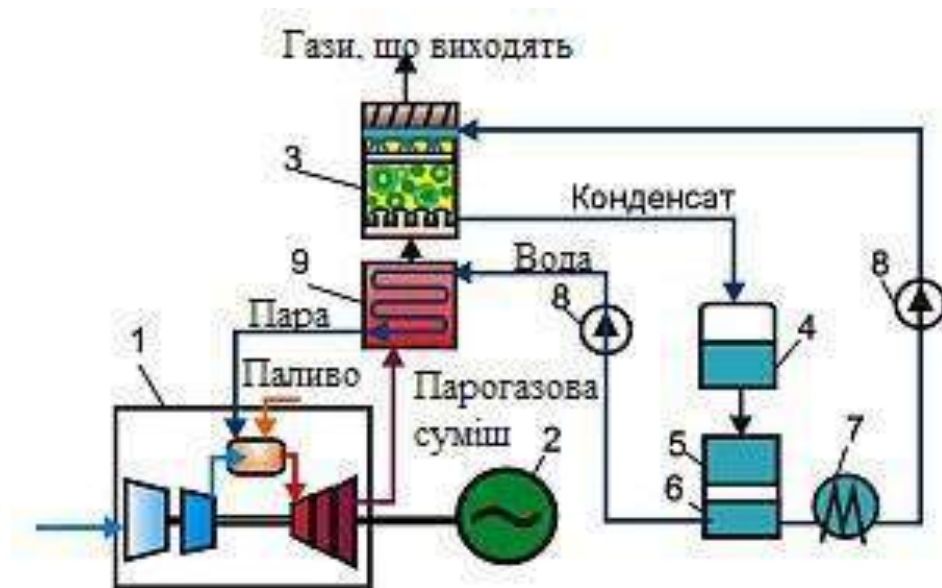


Рис.1.7. Теплова схема установки «Водолей»: 1 – газотурбінний двигун; 2 – генератор; 3 - контактний конденсатор водяної пари; 4 – конденсатозбірник; 5 - блок очищення конденсату; 6 - витратний бак води; 7 - зовнішній охолоджувач води; 8 - насос

При цьому, разом з повітрям і паливом в камеру згоряння установки подається пара з теплообмінного апарату (ТА) котла-утилізатора, розташованого за турбіною. На відміну від класичної схеми газопарової турбінної установки (ГПТУ), ця пара і пара, що виділяється в процесі горіння, конденсуються у вихідному контактному конденсаторі. Потім частина води, що утворилася, через систему підготовки повертається в котел-утилізатор, а інша частина через зовнішній охолоджувач-в конденсатор. Таким чином, усередині відкритого циклу ГТД як би функціонує закритий цикл ПТД, що не вимагає витрати запасів води. Робочим тілом в такій установці зі змішанням робочих тіл спочатку служить атмосферне повітря і вода, а на ділянці від камери згоряння до конденсатора - газопарових суміш. Ефект пароводяної регенерації полягає у використанні теплоти, відібраної у газопарові суміші за силовою турбіною, для випаровування води та підігріву пара в ТА котла-утилізатора перед подачею його в камеру згоряння.

Єдиний екземпляр такої установки КДПУ-16 (ГПУ-16К) введено з 2003 р в дослідно-промислову експлуатацію на одній з КС ГТС України. Економічність установки «Водолій» становить, за різними джерелами, 40,4...42,1%.

Спосіб економії паливного газу за допомогою пароводяної суміші, що підтверджений в процесі експлуатації дослідного екземпляра установки ГПУ-16К, подальшого розвитку з ряду причин не отримав. І, ймовірно, в першу чергу через застосування води в якості теплоносія, що супроводжується необхідністю створення додаткового виробництва з її підготовки, хімічному очищенню і використанню. Крім того, істотне зростання капітальних витрат, а також експлуатаційні труднощі, особливо в зимовий час і в маловодний місцевості, поки є стримуючими факторами.

Аналіз парку українських ГТП показує, що досить складне по конструкції і технології використання робочого тіла циклу в якості теплоносіїв в реалізації циклу в даний час по ряду причин обмежена.

Отже, цілком імовірно і логічно звернутися до термодинамічних процесів, що відбуваються поза циклом ГТД, і тому що безпосередньо не впливає на роботу останнього. Це процеси утилізації теплоти викидаються з ГТД продуктів згоряння, температура яких звичайно становить 600...800К.

Безумовно, в цьому випадку мова йде вже не про ГТД, з яким раніше ототожнювався ГТП, а про комбінованої установці на базі ГТД, де реалізується кілька циклів з термодинамічної зв'язком між ними. На практиці найчастіше спостерігається комбінація двох циклів, так званий бінарний цикл.

1.5. Утилізація теплоти

Наразі існує багато способів збільшення ККД шляхом утилізації теплоти. Серед них виділяють: комбіновані установки з паросиловим циклом, установки з низькотемпературним циклом Ренкіна, установи на

основі тригенераційних технологій, газоповітрянотурбінні установки. Розглянемо їх детальніше.

1.5.1 Комбіновані установки з паросиловим циклом

Термодинамічна сутність комбінованого циклу полягає в тому, що теплота одного робочого тіла, невикористана в основному циклі підводиться в додатковому циклі до іншого робочого тіла. Якщо на виході з додаткового циклу відпрацьоване в ньому робоче тіло основного циклу ще зберігає свій тепловий потенціал щодо навколишнього середовища, то процес повторюється, але на основі нового робочого тіла. Так можна продовжувати і далі, поки цей потенціал не буде використано повністю. Більш того, при високій початковій температурі циклу і багатоступінчастої утилізації теплоти робочого тіла основного циклу, відкривається можливість утилізації теплоти тепер уже робочого тіла додаткових циклів.

Характерною особливістю ряду комбінованих установок є використання води в якості робочого тіла в додатковому утилізаційному циклі, а оскільки вода може мати різні фазові стани, то в якості робочого тіла використовуються вода і водяна пара.

1.5.2 Установки з низькотемпературним циклом Ренкіна

Низькотемпературний цикл Ренкіна заснований на використанні низькокиплячих робочих тіл (НРТ) (пентан, бутан, фреони) і відповідної парової турбіни. ККД циклу становить 7...15%.

Модернізація КС в цьому напрямку можлива завдяки наявності достатнього обсягу теплоносіїв, що скидаються:

а) середнього потенціалу - вихідних газів ГТУ простого циклу при температурі 400...650°C і ГТУ з регенерацією теплоти при температурі

270...320°C, парогазових і газопарових установок при температурі вихідних газів після котла-утилізатора 120...200°C;

б) низького потенціалу - охолоджуваних за допомогою різних технологічних пристроїв газів і рідин при температурі 12...35°C (компрімуемий газ, повітря, мастило та ін.).

Для вироблення електроенергії можуть бути використані різні схеми теплоутилізаційних енергоустановок на НРТ:

а) прості – тільки з утилізацією середньо потенційної теплоти газів, що відробили, від базового ГТД;

б) комплексні – з одночасною утилізацією теплоти середнього (гази, що виходять) і низького потенціалів. При цьому теплота низького потенціалу використовується для підігріву НРТ після конденсатора, а середнього потенціалу - для підігріву їх до стану сухої насиченої пари у випарнику НРТ.

в) з водяним або повітряним охолодженням конденсатора НРТ;

г) з додатковим підігрівом або охолодженням вихідних газів приводних двигунів перед їх подачею в теплообмінники теплоутилізуючих енергоустановок.

Як недоліки низькотемпературного циклу Ренкіна можна виділити наступні проблеми, пов'язані з умовами їх експлуатації: пожежонебезпечність, вибухонебезпечність, робота установки під високим тиском, обмеження за умовами безпеки озонового шару, складність обслуговування, надмірно розвинена інфраструктура установки, висока ціна робочого тіла.

1.5.3 Установки на основі тригенераційних технологій

Під тригенерацією мається на увазі виробництво холоду на додаток до електричної (механічної) та теплової енергії (когенерації).

Необхідність застосування тригенераційних технологій утилізації теплоти вихідних газів до роботи ГТД обумовлена низкою причин. Однією з них є можливість зменшити несприятливий вплив високої температури зовнішнього повітря на ККД і потужність ГТД. Особливо це актуально в умовах жаркого клімату. Однак не менш важливим є застосування тригенерації для проміжного охолодження стисненого повітря у ГТД за допомогою холодильних машин, що використовують теплоту відхідних газів. При цьому спостерігається подвійний ефект застосування тригенерації [10].

Завдяки високій температурі (120 ... 140°C і вище) стиснене повітря є не тільки об'єктом охолодження, але джерелом теплоти, яку доцільно використовувати в тепловикористовуючій холодильній машині (ТХМ) для виробництва холоду (5...10°C). У ТХМ використовуються НРТ, що дозволяє утилізувати теплоту порівняно низького температурного рівня, наприклад, відхідних газів після утилізаційного пароводяного котла.

Відомі результати досліджень з охолодження повітря ГТД за допомогою повітряних турбокомпресорних холодильних машин [9,11]. Але ККД повітряних холодильних машин досить низький, а самі установки складні і громіздкі.

Таким чином, при комплексної утилізації з використанням виробленого в ТХМ холоду прирощення ККД становить: $\Delta\eta = 1,5...3,5 \%$ (при $t_{в1} = 140^\circ\text{C}$) и $\Delta\eta = 2,5...5,0 \%$ (при $t_{в1} = 180^\circ\text{C}$). Така температура повітря буде при оптимальному (відповідає максимальному збільшенню ККД в результаті проміжного охолодження повітря) співвідношенні ступенів підвищення тиску.

1.5.4. Газоповітрянотурбінні установки(ГПТУ)

Роботи з дослідження різноманітних конструктивних схем комбінованої ГПТУ продовжуються в світі все давно [12...22].

Термодинамічні розрахунки демонструють, що, в залежності від параметрів циклу газотурбінної складової ГПТУ, можна підвищити максимальну потужність всієї установки на 6...16%, а її ККД на 4...6% [14...17].

Розглянемо принцип роботи утилізаційного циклу на базі газоповітрянотурбінної установки(ГПТУ). На рис. 1.8 представлена її схема, яка складаються з газотурбінної (1) і повітряної теплоутилізуючої турбінної установки (ПТТУ) з термодинамічної зв'язком між ними через ТА (2).

ПТТУ включає в себе компресор (6) з відводом повітря, ТА (2), турбіну (7) з підведенням повітря, систему трубопроводів. ТА (2) встановлений на вихлопі ГТД (1), де теплова енергія газу, що минає ГТД використовується для нагріву повітря - робочого тіла ПТТУ. Повітря після ТА (2) надходить на турбіну ПТТУ (7), де його потенційна енергія перетворюється в механічну роботу, витрачену на привід компресора ПТТУ (6) і через редуктор (4) на привід нагнітача природного газу (3). У тому випадку, якщо на КС потрібно електрична енергія, то ПТТУ може наводити не нагнітач, а електрогенератор.[12]

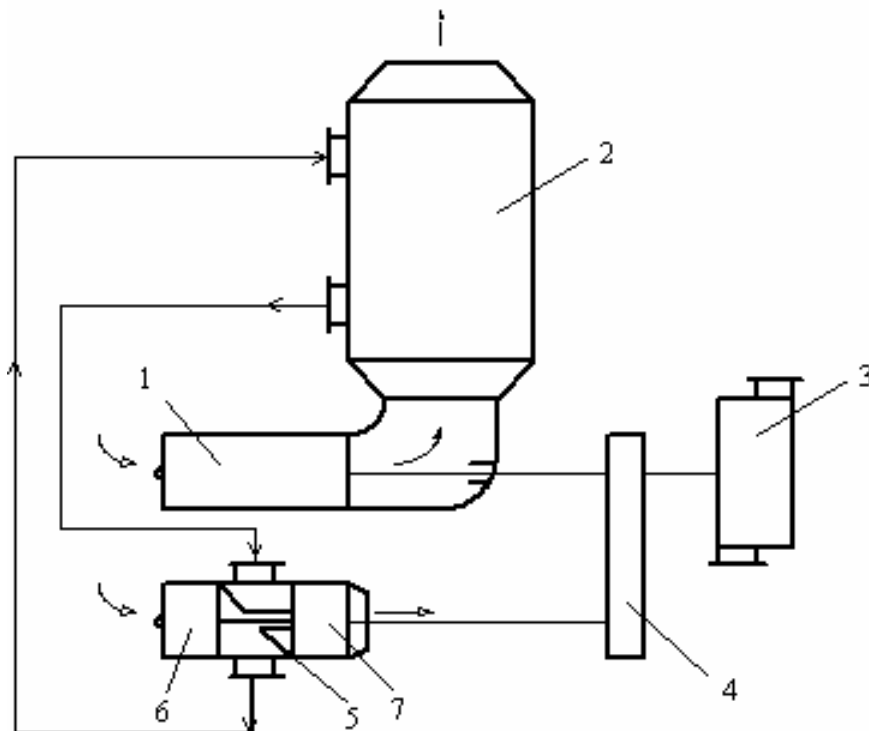


Рис.1.8. Типова схема ГТТ з ПТТУ на компресорній станції

T-S діаграма бінарного циклу Брайтона з ПТТУ принципово виглядає так, як показано на рис. 1.9.

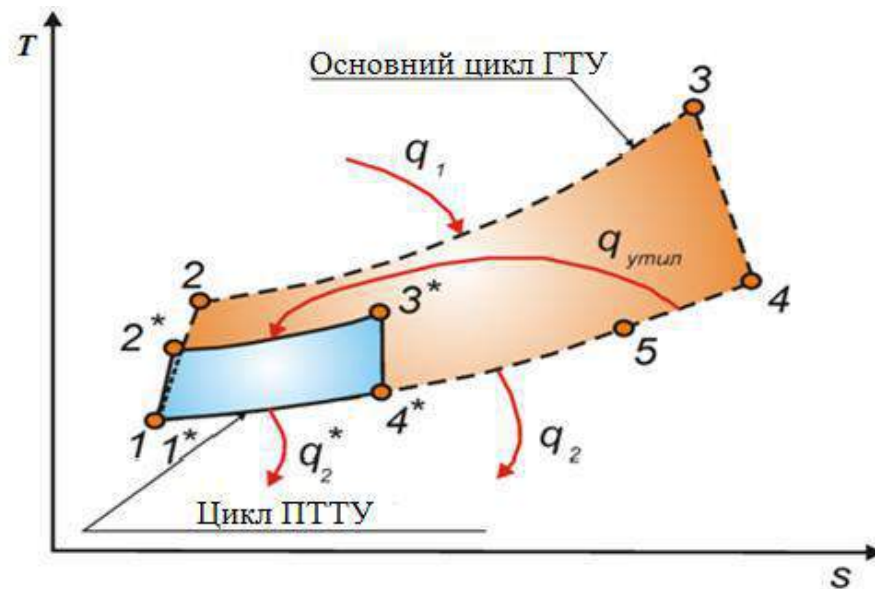


Рис.1.9 T-S діаграма бінарного циклу Брайтона з ПТТУ

Процес (1-2*) являє собою політропний процес стиснення робочого тіла в компресорі ПТТУ зі збільшенням його температури; (2*-3*)- процесу нагрівання повітря в теплообмінному апараті при $p \approx const$, де робоче тіло нагрівається за рахунок теплоти гарячого газу, що виходить із силової турбіни основної ГТУ магістралі ГТС; (3*-4*) - політропний процес розширення повітря в повітряній турбіні (в турбіні компресора і в силевій турбіні) і умовного процесу відводу теплоти в навколишнє середовище (4* - 1*).

Існує декілька схем реалізації цих установок на базі одноконтурного чи двоконтурного двигуна. Розглянемо їх детальніше.

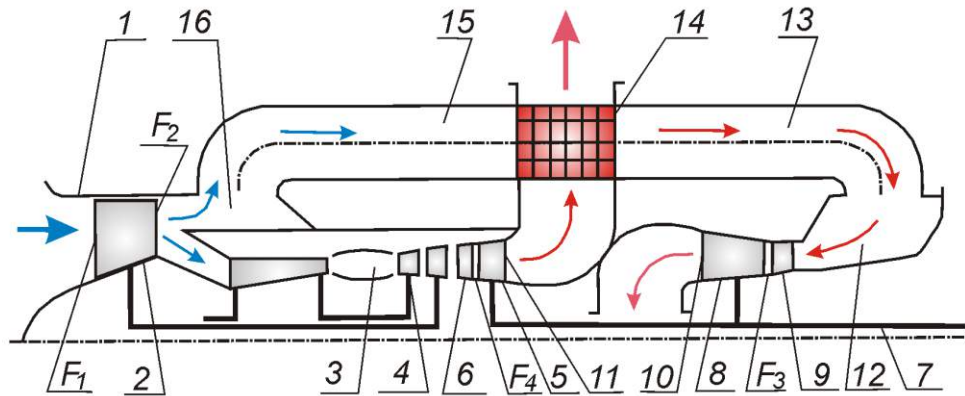


Рис.1.10. Газотурбіна енергетична установка з «сухим» повітряним контуром для газотурбінних ТЕЦ на базі двоконтурного ГТД

На рис.1.10 установка складається з газогенератора, вільної силовий газової турбіни 5, регенеративного повітрянагрівача 14 і повітряної турбіни 8. Вали газової та повітряної турбіни об'єднані загальним валом, який передає механічну енергію, що вироблена турбінами, валу електрогенератора ТЕЦ. Газогенератор складається з каскадів турбін низького і високого тиску 4, що працюють на компресор низького і високого тиску 2, а також включає вхідний пристрій 1 і камеру згоряння 3. Загальний потік повітря, створюваний компресором низького тиску, на ділянці поділу потоку 16 по контурах розділяється на два потоки. Частина потоку надходить в зовнішній контур з тиском повітря після зовнішнього повітряного контуру газогенератора 15, а частина у внутрішній, який в доходить до більш високого тиску і подається в камеру згоряння 3. У камеру згоряння 3 подається паливо. В результаті спалювання палива в камері згоряння 3 утворюються гарячі гази, які надходять в турбіни газогенератора 4, які виробляють механічну енергію для приводу компресорів 2. Гази, після турбін газогенератора, через вхідний направляючий апарат 6 надходять в газову вільну турбіну 5, де виробляється механічна енергія для здійснення корисної роботи. Гази після силового турбіни 5 по газоходу 11 надходять в

повітрянагрівач 14, де передають тепло повітря зовнішнього контуру 15. Після повітрянагрівача 14 газидходять в контактний теплоутилізатор (не показаний на малюнку), де віддають теплову енергію воді, в тому числі і тепло конденсації пари води, що знаходяться в газах. З контактного теплоутилізатора газидуть в атмосферу з температурою, що не перевищує 50°C.

Повітря зовнішнього контуру 15, додатково нагріте в повітрянагрівач 14 по повітроводам 13, 12 і направляючому апарату 9 надходить у повітряну турбіну 8, що виробляє додаткову механічну енергію, використовувану для вироблення електричної енергії. Гаряче повітря з виходу 10 повітряної турбіни 8 надходить через повітропровід споживачеві.

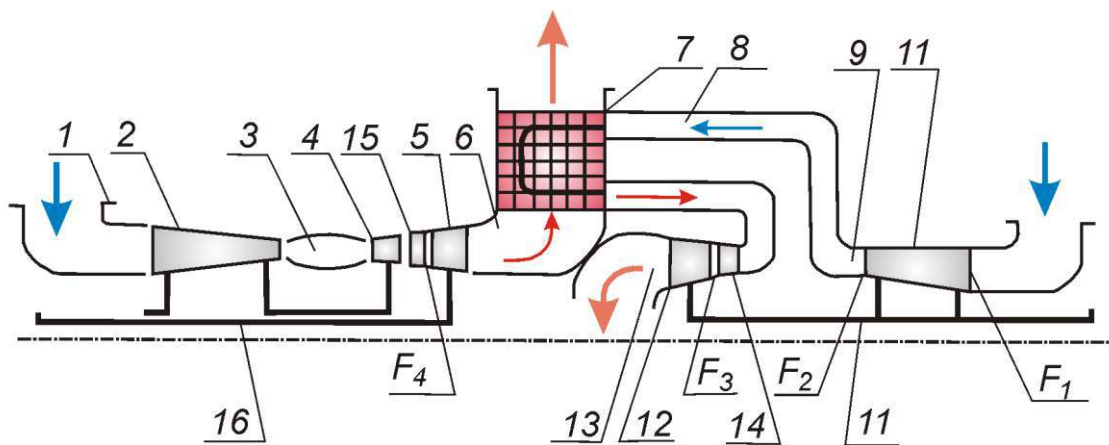


Рис.1.11. Газотурбінна енергетична установка з «сухим» повітряним контуром для газотурбінних ТЕЦ на базі одноконтурного ГТД

Тепер проаналізуємо іншу конфігурацію, що зображена на рис.1.11. Ця установка може бути виконана на базі двовального двигуна, який містить один контур, або на базі двоконтурного двигуна, але з закритим зовнішнім контуром. Установка складається з газогенератора, вільної силової турбіни 5, регенеративного повітрянагрівача і повітряного турбодетандера. Газогенератор складається з вхідних пристроїв 1, компресора 2, камери згоряння 3 і турбіни 4. Турбіна 4 і компресор 2 встановлені на загальному

валу. Силова турбіна 5 встановлена на окремому валу 16, який з'єднаний з валом електрогенератора ТЕЦ. Потік повітря, створюваний компресором 2, під тиском надходить у камеру згоряння 3. У камеру згоряння 3 також подається паливо. В результаті спалювання палива в камері згоряння 3 утворюються гарячі гази, які надходять на турбіну газогенератора 4, яка здійснює привід компресора 2. Гази, після турбіни 4, надходять через направляючий апарат 15 в силову турбіну 5, де виробляється механічна енергія для здійснення корисної роботи. Після силової турбіни 5 гази надходять в повітренагрівач 7 і потім в контактний теплоутилізатор (не показаний на малюнку), звідки гази йдуть в атмосферу. Повітряний турбодетандер складається з повітряної турбіни 12 і компресора 10, встановлених на загальному валу 11. Атмосферне повітря, що надходить у компресор 10, стискається з високим ступенем стиснення і подається в повітренагрівач 7, де нагрівається за рахунок тепла вихідних газів ГТД. Гаряче повітря під тиском надходить у повітряну турбіну 12, де виробляється механічна енергія, що витрачається на привід компресора 10, а також передається за допомогою вала 17 ще на один електрогенератор. Гаряче повітря після повітряної турбіни 12 йде по повітряному трубопроводу споживачеві.

1.6. Цілі та задачі

В даний час утилізація низькопотенційної теплоти на ГТС України практично не застосовується. Існують окремі газотурбінні станції, де встановлені кожухотрубні теплообмінні апарати для утилізації теплоти, що викидається. Технічний потенціал цієї теплоти можна використовувати для перетворення в додаткову електричну енергію, за рахунок чого з'являється можливість не тільки забезпечити власні енергетичні потреби компресорних станцій, а й можливість продавати електроенергію іншим споживачам. Робоче тіло для теплоутилізаційних установок заснованих на циклі Ренкіна

(водяна пара, пентан, бутан, фреони) є корозійноактивними або пожежонебезпечними теплоносіями. У той же час атмосферне повітря є одним з найбільш доступних і екологічних теплоносіїв

Переконливими аргументами на користь такого теплоносія є його вибухо- і пожежобезпека, екологічність, а також можливість використання відкритої схеми утилізаційного повітряного циклу. Відмова від використання агресивних і корозійноактивних рідин і газів і невисокий рівень термодинамічних параметрів робочого процесу ПТТУ дозволяють застосовувати в складі їх конструкції недорогі конструкційні матеріали і дешеву у виробництві неохолоджувальну повітряну турбіну.

У зв'язку з цим, для подальшого дослідження була запропонована схема теплоутилізаційної газотурбінної установки номінальною потужністю 1 МВт, в якості робочого тіла в якій використовується атмосферне повітря.

Метою даного дослідження є аналіз термодинамічного циклу ПТТУ. Для досягнення цієї мети було поставлено наступні задачі:

- вибір моделі компресора та основної турбіни для роботи з ПТТУ;
- побудова ліній робочих режимів для компресора для визначення оптимального режиму його роботи;
- розробка математичної моделі розрахунку термодинамічних параметрів ПТТУ;
- знаходження оптимальних параметрів роботи ПТТУ;
- розрахунок термодинамічних циклів у p - V та T - S діаграмах та їх аналіз.

3. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИК ПТТУ І ПОБУДОВА ЙОГО ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

3.1 Вибір оптимальних параметрів робочого процесу

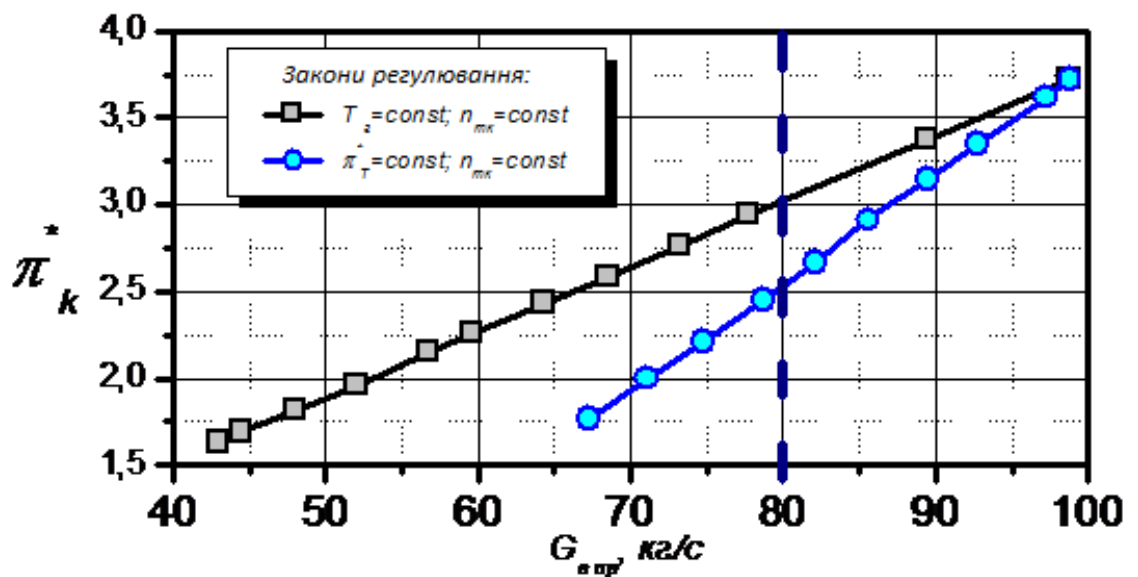
Внаслідок розрахунку ліній робочих режимів для двох законів регулювання компресора було побудовано залежності зміни π_k^* і η_k^* від наведеної витрати повітря через компресор, які представлені на рис. 3.1 а,б. З аналізу наведених залежностей отриманий закон регулювання $\pi_{TK}^* = const$; $n = const$ не може бути використаний в ПТТУ через низьких значень ступеня підвищення тиску (π_k^*) і ККД компресора (η_k^*), а також через обмежений діапазону можливої зміни наведеної витрати повітря в компресорі. Як видно з малюнків, відносно високі значення π_k^* і η_k^* при цьому законі регулювання досягаються при великих значеннях наведеної витрати повітря через ПТТУ. Високі значення витрати повітря через ПТТУ призведуть до зменшення ступеня підігріву робочого тіла в циклі ПТТУ, який здійснюється в рекуперативному теплообмінному апараті, і до великих витрат потужності на обертання компресора, а, отже, і до малих значень ККД і корисної роботи циклу ПТТУ. Слід зазначити також, що практична реалізація закону $\pi_{TK}^* = const$; $n = const$ в ПТТУ може бути виконана тільки за рахунок установки регульованих (поворотних) соплових апаратів першого ступеня повітряної турбіни, що призведе до ускладнення конструкції і істотного збільшення вартості розглянутої ПТТУ.

Аналіз залежностей (рис. 3.1 а, б) показує, що закон регулювання $T_T^* = const$; $n = const$ найбільшою мірою відповідає умовам роботи ПТТУ, завдяки значно більш високим значенням π_k^* і η_k^* в широкому діапазоні зміни наведеної витрати повітря. Як видно з рис. 3.1б, максимальне значення ККД компресора для закону регулювання $T_T^* = const$; $n = const$ досягається при $G_g \approx 65...67$ кг / с. Пунктиром на Рис. 3.1 а, б показані гранично можливі

значення витрати повітря обмежені за умови теплообміну в рекуператорі з перехресним струмом теплоносіїв. При збільшенні витрати вище цих значень істотно знижується температурний напір в ТА та відповідно зростають його маса і габарити.

Слід зазначити, що практичну реалізацію даного закону регулювання можна досить просто здійснити, наприклад, за рахунок байпасної гілки перепуску гарячого повітря в рекуператорі ПТТУ.

Таким чином, можна зробити висновок, для подальшого аналізу циклу ПТТУ, доцільно використовувати залежності $\pi_k^* = f(G_{в.пр})$ і $\eta_k^* = f(G_{в.пр})$, розраховані для закону регулювання $T_T^* = const$; $n = const$ з використанням експериментальної характеристики базового компресора низького тиску ГТУ ДЖ-59.



a)

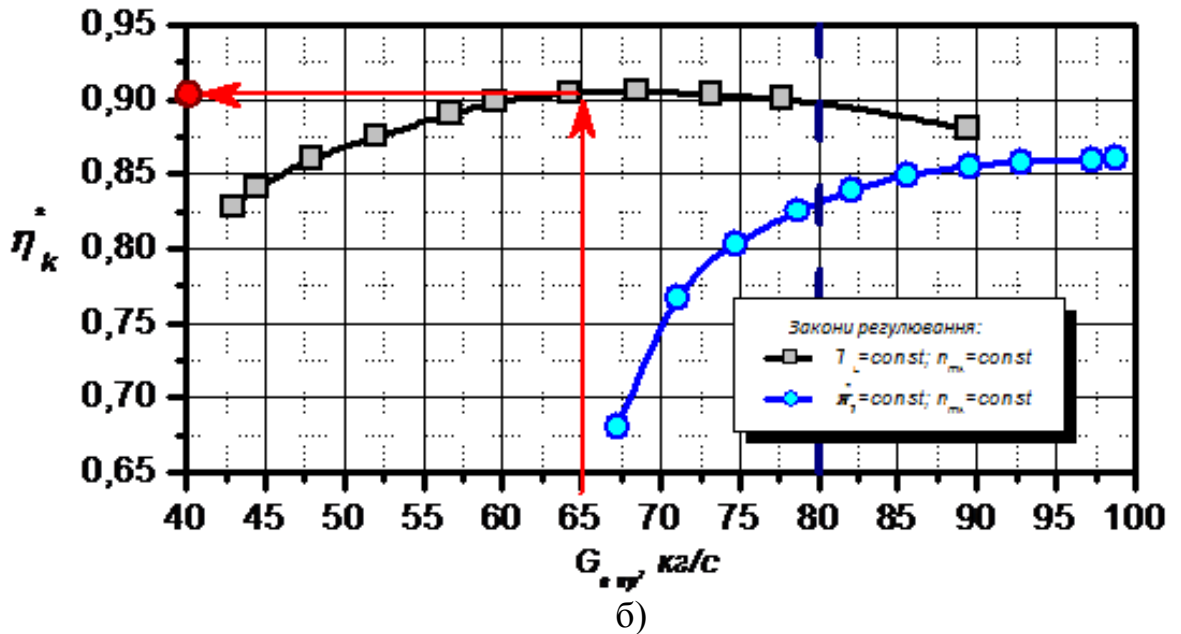


Рис. 3.1. Зміна параметрів компресора вздовж робочої лінії на характеристиці компресора (КНД ДЖ-59)

3.2. Аналіз розрахункових характеристик ПТТУ

Використовуючи в якості вхідних даних, значення ступеня підвищення тиску в компресорі і його ККД в залежності від витрати повітря, отримані шляхом розрахунку ЛРР на характеристиці серійного компресора ГТУ ДЖ59 та з використанням розробленої математичної моделі був зроблений розрахунок залежностей параметрів ПТТУ і ТА, а також діаграм політропних циклів ПТТУ. Вихідні дані, прийняті для розрахунків ПТТУ простого циклу представлені в таблиці 3.1.

На Рис. 3.2 та рис. 3.3 представлені розрахункові залежності зміни термічного ККД циклу і повного ККД ПТТУ залежно від витрати повітря через ПТТУ і температури на виході з основної ГТУ при постійній витраті гарячих газів на виході з основної ГТУ. При цьому, прийнято припущення, що система автоматичного регулювання ПТТУ забезпечує незмінне положення ЛРР на характеристиці компресора.

З цих малюнків видно, що залежності $\eta_t = f(G_g, T_r)$ і $\eta_{полн} = f(G_g, T_r)$ при зростанні витрати повітря через ПТТУ змінюються по кривих з максимумом, при цьому максимальні значення ККД зміщуються в напрямку великих витрат повітря.

Таблиця 3.1. Вихідні дані для термодинамічного розрахунку ПТТУ

п.п.	Параметр	Одиниці вимірювання	Значення параметру
ПТТУ			
1.	Температура повітря на вході в ГТУ	$^{\circ}\text{C}$	15,0
2.	Тиск повітря на вході в ГТУ	Па	101325,0
3.	Ступінь підвищення тиску в компресорі	-	1,63...2,94
4.	ККД компресора	-	0,825...0,905
5.	Витрата повітря	кг/с	40...77,5
6.	Коефіцієнт збереження повного тиску у вхідному пристрої	-	0,98
7.	ККД рекуператора	-	0,8
8.	ККД турбіни компресора	-	0,75
9.	ККД силової турбіни	-	0,8
10.	Механічний ККД турбокомпресора	-	0,99
11.	Механічний ККД вільної турбіни	-	0,995
12.	Температура гарячого газу основної ГТУ	$^{\circ}\text{C}$	400,0...480,0
13.	Витрата гарячого газу основної ГТУ	кг/с	87,5

Продовження табл.3.1

№ п.п.	Параметр	Одиниці вимірювання	Значення параметру
Рекуператор			
14.	Зовнішній діаметр труб	мм	33
15.	Внутрішній діаметр труб	мм	30
16.	Поздовжній крок труб	мм	55
17.	Поперечний крок труб	мм	65
18.	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб	Вт/мК	20
19.	Щільність матеріалу труб	кг/м ³	7800
20.	Схема руху теплоносіїв	Перехресний струм, протитечійне включення ходів	
21.	Число ходів в межтрубному просторі	-	1
22.	Число ходів всередині труб	-	2

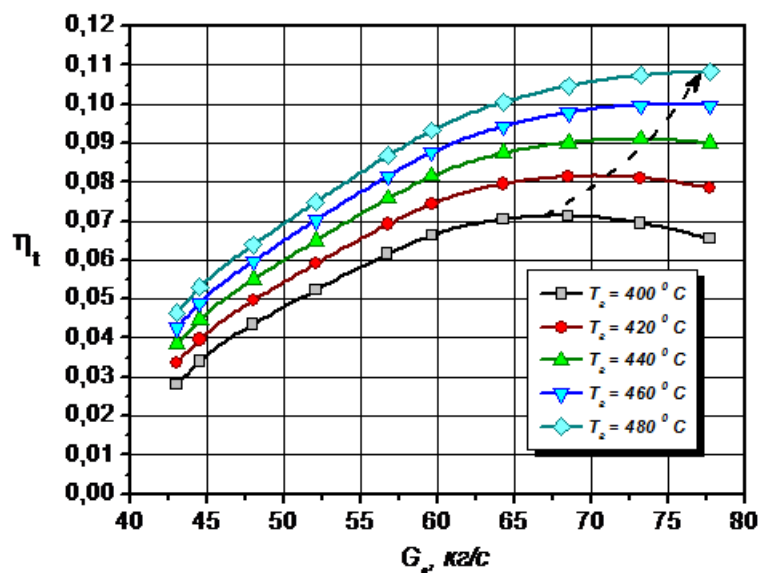


Рис.3.2. Залежності термічного ККД циклу ПТТУ від витрати повітря і температури газів на виході з основної ГТУ

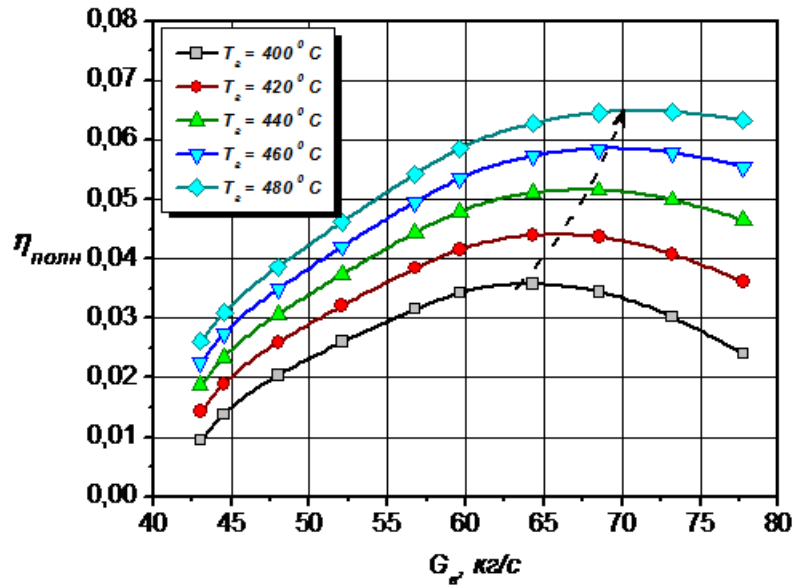


Рис.3.3. Залежності повного ККД циклу ПТТУ від витрати повітря і температури газів на виході з основної ГТУ.

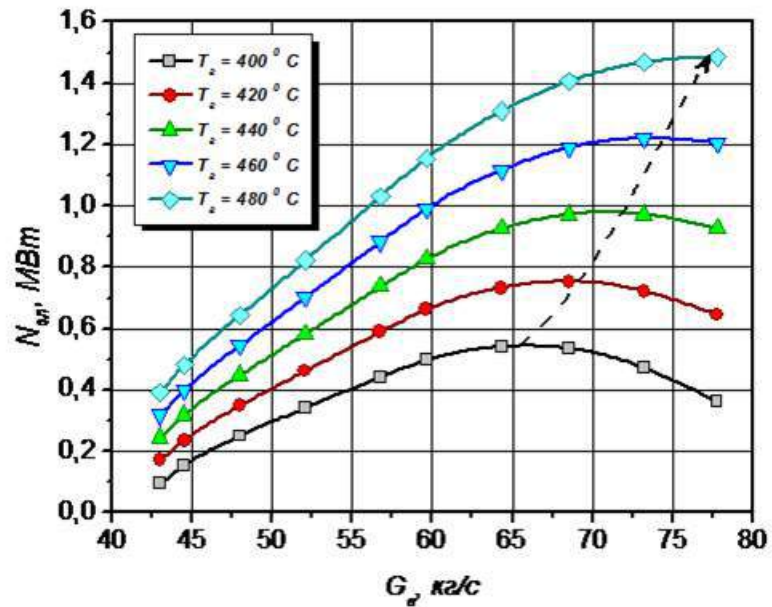


Рис.3.4. Залежності електричної потужності ПТТУ від витрати повітря і температури газів на виході з основної ГТУ.

З рис. 3.2 та рис. 3.3 також видно, що зменшення температури гарячих газів на виході з основної ГТУ призводить до різкого зниження значень всіх трьох розглянутих ККД. Так зменшення температури гарячих газів на виході з основної ГТУ на 80°C призводить до зниження термічного ККД циклу на 16 ... 36%, ККД корисної роботи - на 75%, а повного ККД - на 55... 68% в дослідженому діапазоні зміни витрати повітря через ПТТУ .

На рис. 3.4 представлені розрахункові залежності електричної потужності ПТТУ від витрати повітря через ПТТУ для різних значень температури гарячих газів на виході з основної ГТУ (в гарячому тракті ТА ПТТУ).

Видно, що так само, як і залежності для ККД, електрична потужність ПТТУ змінюється по кривій з максимумом при збільшенні витрати повітря через ПТТУ. З ростом витрати повітря максимальне значення електричної потужності зміщується в напрямку великих витрат повітря. Зі зменшенням температури гарячих газів за основний ГТУ електрична потужність ПТТУ різко падає. При зменшенні температури гарячих газів на 80°C електрична потужність ПТТУ падає на 70...74%. При зменшенні T_2 всього на 10°C падіння електричної потужності становить 16...23% залежно від наведеного витрати повітря через ПТТУ.

З аналізу представлених залежностей видно, що зниження витрати гарячих газів через рекуператор призводить до падіння електричної потужності ПТТУ через зменшення ступеня підігріву повітря в циклі. Зменшення витрати гарячих газів через рекуператор призводить також до обмеження робочого діапазону витрати повітря через ПТТУ за умовами теплопередачі в рекуператорі.

На рис. 3.5 представлені залежності електричної потужності ПТТУ від витрати повітря через ПТТУ для різних значень ККД турбіни при допущенні, що $\eta_{TK} = \eta_{CT}$. З графіку можна зробити висновок, що із зростанням ККД повітряної турбіни електрична потужність ПТТУ істотно зростає. Так,

наприклад, при $G_v = 65$ кг / с збільшення $\eta_{TK} = \eta_{CT}$ від 0,75 до 0,9 призводить до зростання електричної потужності ПТТУ від 1,25 МВт до 2,66 МВт.

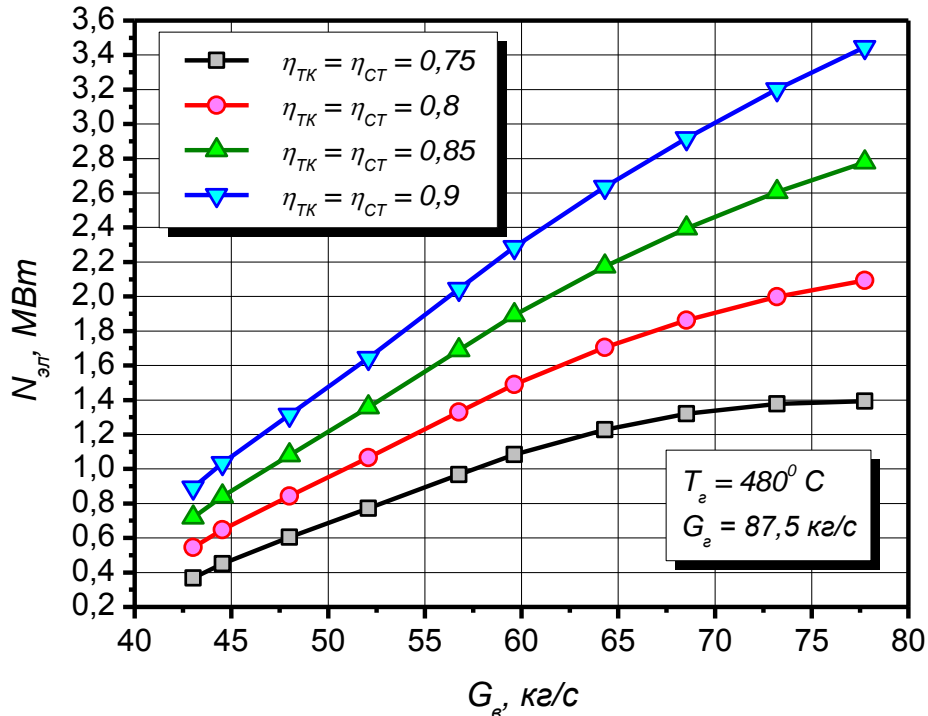


Рис.3.5. Залежності електричної потужності ПТТУ від витрати повітря через ПТТУ для різних значень ККД турбіни.

Таким чином, з аналізу залежностей Рис. 3.3 ... 3.5 отримано наступні висновки:

По-перше для отримання прийнятних значень ККД і досить високих значень електричної потужності ПТТУ, яка виконана на основі серійного компресора ГТУ ДЖ-59, цю установку доцільно встановлювати, на виході з ГТУ великої потужності, з високими значеннями витрати і температури газів, що викидаються (ГТУ потужністю 25 МВт і більше).

По друге, оптимальні значення ККД і електричної потужності ПТТУ виконаної на основі серійного компресора у визначальній мірі залежать від характеристики компресора ПТТУ, тобто його розрахункових значень витрати повітря, ступеня підвищення тиску і ККД (G_{ep} , π_{Kp}^* и η_{Kp}^*).

В третє, електрична потужність ПТТУ в значній мірі залежить від значень ККД турбіни компресора і ККД вільної силової турбіни.

Ці висновки можна обґрунтувати також з наступних аналітичних залежностей.

Внутрішня питома робота ГТУ простого циклу визначається як [27]:

$$l_{\text{вн}} = (1 + q_T) l_T - l_K = (1 + q_T) \cdot C_{P_T} T_3 \left[1 - \frac{1}{(\nu \pi_T)^{m_T}} \right] \cdot \eta_T - C_{P_K} T_1 (\pi_K^{m_K} - 1) \frac{1}{\eta_K}, \quad (3.1)$$

де $\nu = (1 - \xi_{BX}) \cdot (1 - \xi_{KC}) / (1 + \xi_{BIX})$ - коефіцієнт загальних втрат тиску в циклі;

$\xi_{BX} = \Delta p_{BX} / p_H$; $\xi_{KC} = \Delta p_{KC} / p_2$; $\xi_{BIX} = \Delta p_{BIX} / p_H$; - коефіцієнти втрат тиску;

$m_T = (k_T - 1) / k_T$, $m_K = (k_K - 1) / k_K$ - показники ступеня при π для турбіни і компресора відповідно;

$q_T = G_T / G_B$ - відносна витрата палива.

Оскільки в ПТТУ теплота в циклі підводиться в теплообмінному апараті, то для ПТТУ $q_T=0$, і вираз для питомої внутрішньої роботи можна записати в наступному вигляді:

$$l_{\text{вн}}^{BTTU} = l_T - l_K = C_{P_T} T_3 \left[1 - \frac{1}{(\nu \pi_T)^{m_T}} \right] \cdot \eta_T - C_{P_K} T_1 (\pi_K^{m_K} - 1) \frac{1}{\eta_K}, \quad (3.2)$$

де $\nu = (1 - \xi_{BX}) \cdot (1 - \xi_{TA}^x) / (1 + \xi_{BIX})$.

В цій формулі замість ξ_{KC} у вираз для коефіцієнта загальних втрат входить коефіцієнт втрат в теплообмінному апараті - $\xi_{TA}^x = \Delta p_{TA}^x / p_2$.

З аналізу виразу (3.2) випливає, що величина внутрішньої роботи ПТТУ зростає зі збільшенням ККД повітряної турбіни і компресора (η_T , η_K), температури повітря на вході в турбіну (T_3) і зі зменшенням гідравлічних втрат в холодному тракті ТА ПТТУ. Оскільки ξ_{BX} і ξ_{BIX} для

ПТТУ мають дуже малі значення, то визначальний вплив на величину питомої внутрішньої роботи надає коефіцієнт гідравлічних втрат в холодному тракті ТА ПТТУ (ξ_{TA}). Зменшення витрати гарячого газу на виході з основної ГТУ або його температури призводить до зниження температури повітря на вході в турбіну ПТТУ (T_3) і, отже, до зменшення її внутрішньої роботи циклу. Зростання гідравлічних втрат в ТА призводить до зменшення коефіцієнта загальних втрат тиску в циклі (ν) і до зменшення внутрішньої роботи циклу ПТТУ.

3.3 Побудова термодинамічного циклу на базі математичної моделі.

За вибраними в результаті дослідження циклу ВТТУ параметрах її робочого процесу, які представлені на рис.3.2, були розраховані і побудовані $p-v$, та $T-s$ діаграми ідеального і реального циклів, представлені на рис. 3.7 та рис. 3.8.

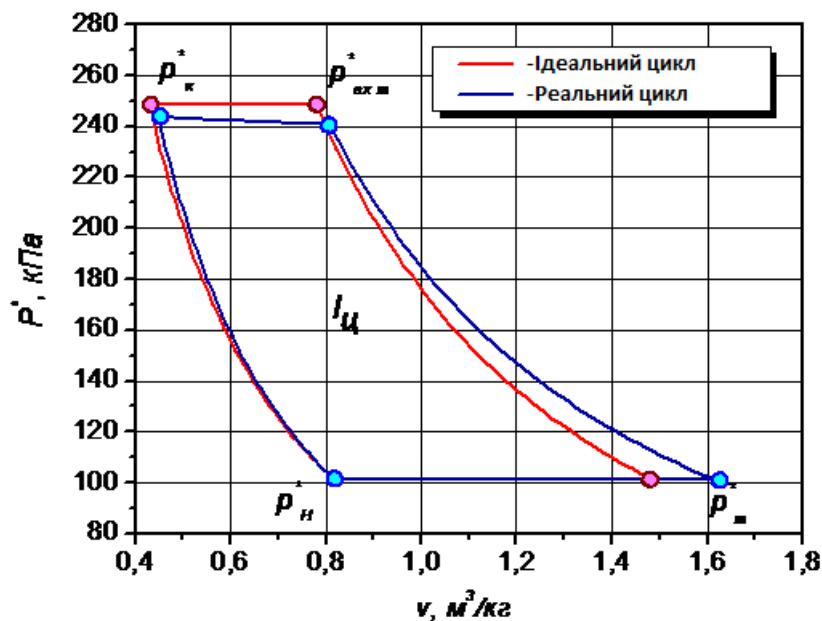


Рис.3.6. Ідеальний та реальний цикли ПТТУ в $p-v$ координатах

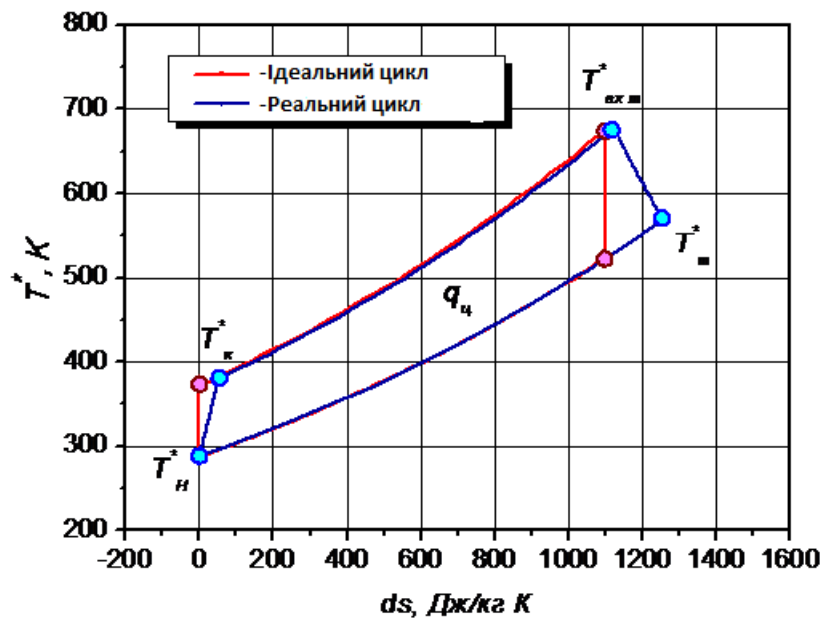


Рис.3.7. Ідеальний та реальний цикл ПТТУ в Т-S координатах

Розбіжність між діаграмами реального та ідеального циклів пов'язана з наявністю гідравлічних витрат.

Таблиця 3.2. Основні параметри ідеального і реального циклів ПТТУ

п.п.	Параметр	Одиниці вимірювання	Значення параметру	
			Ідеальний цикл	Реальний цикл
1.	Витрата повітря	кг/с	65	65
2.	Ступінь підвищення тиску в компресорі	-	2,454	2,454
3.	ККД компресора	-	1,0	0,904
4.	Частота обертання ротора компресора	об/хв	4625	4625
5.	Потужність циклу	МВт	4,5	2,236
6.	Потужність компресора	МВт	5,499	6,078
7.	Потужність турбіни компресора	МВт	5,555	6,140
8.	Потужність силової турбіни (ел.)	МВт	4,423	1,327
9.	Термічний ККД циклу	%	22,63	10,12
10.	ККД корисної роботи	%	44,45	17,85
11.	Загальний КПД	%	22,63	6,31

ВИСНОВКИ

В ході даної роботи були досліджені та проаналізовані характеристики ГТС України, її сучасні можливості а також шляхи удосконалення роботи. Одним з таких шляхів запропоновано використання ПТТУ для утилізації теплової енергії газів, що викидаються після ГТП у зовнішнє середовище. Було розглянуто принцип її роботи, а також переваги використання порівняно з іншими аналогічними установками. На основі створеної математичної моделі було проведено аналіз її термодинамічних параметрів та побудовано ідеальний та реальний термодинамічні цикли ПТТУ. Аналіз результатів дослідження дає нагоду зробити наступні висновки:

1. З метою зменшення вартості виробництва ПТТУ, в даній роботі пропонується використання знятого з експлуатації компресора низького тиску ГТУ ДЖ–59. Він зарекомендував себе як надійний апарат з високим значення ККД $\eta_k=0,825..0,9$.
2. Виходячи з аналізу зміни ККД компресора ДЖ-59 при двох законах регулювання ПТТУ, вибрано $T_2^*=const$, як найбільш прийнятний для забезпечення високої ефективності ПТТУ.
3. Побудовано математичну модель ПТТУ з урахуванням зміни ізобарної теплоємності C_p за трактом ПТТУ та визначено термодинамічні параметри для адіабатного та політропного циклів.
4. Доведено, що оптимальні значення ККД і електричної потужності ПТТУ у визначній мірі залежать від характеристик компресора ПТТУ, тобто його розрахункових значень витрати повітря, ступеня підвищення тиску і ККД.
5. На основі аналізу залежностей термічного та повного ККД від витрати повітря зроблено висновок, що ПТТУ доцільно встановлювати на виході з ГТУ великої потужності з високим значенням витрати і температурою «викидних» газів. На основі цього було запропоновано використання в якості

двигуна основного ГТУ ГТД енергетичного типу ДН–80 (ГПА–25С) потужністю 25 МВт з температурою вихідних газів 480°С і витратою 87,5кг/с.

6. На підставі дослідження циклу ПТТУ було отримано, що оптимальна витрата повітря через ПТТУ складає 65кг/с при частоті обертання $n=4625$ об/хв. При цьому термічний ККД циклу ПТТУ складатиме 10..12%, а повний–6,31%, що дозволить набагато ефективніше використовувати існуючі ГТУ.

7. Аналіз виконаних досліджень показує, що головним напрямком подальшого розвитку є підвищення ефективності ПТТУ шляхом досягнення великих значень ККД повітряної турбіни та ефективності теплообмінного апарату. Це може бути виконано за рахунок підвищення вмісту вологи у повітрі на вході у турбіну, а також за рахунок зниження температури повітря на входу у ПТТУ.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Газотранспортна система України: [Електроний ресурс]. – URL: http://uk.wikipedia.org/wiki/Газотранспортна_система_України. (дата звертання: 22.03.2015).
2. Офіційний сайт ДК «Укртрансгаз»: [Електронний ресурс]. –URL: <http://www.utg.ua/uk/press/> (дата звертання: 22.03.2015)
3. Халатов А.А. Состояние и проблемы развития механического привода для ГТС Украины. / А.А. Халатов, А.А. Долинский, Д.А. Костенко, В.П. Парафейник // Промышленная теплотехника – 2010. – Т. 32.
4. Блейхер И.Г. Компрессорные станции. / И.Г.Блейхер, В.П. Лисхев В. – М.: Машгиз – 1959. – С.323.
5. Люта Н.В. Компаративний аналіз ефективності використання газотурбінного та електричного приводів газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів / Н.В. Люта, О.Я.Дубей, І.М. Ісаєва // науковий вісник ІФНТУНГ – 2013. – № 2(35)
6. Халатов А.А. Какие газотурбинные двигатели необходимы газотранспортной системе Украины? / А.А. Халатов, Д.А. Костенко // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 7. – С.22–24.
7. Костюк А.Г. Газотурбинные установки: Учеб. пособие для вузов. / А.Г. Костюк, А.Н. Шерстюк – М.: «Высшая школа», 1979. – 254 с.
8. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных двигателей. Ч.2. / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: «Машиностроение» – 1978. – С.513.
9. Халатов А.А. Перспективы снижения выбросов теплоты за газотурбинными приводами украинской газотранспортной системы/ А.А. Халатов, А.С. Коваленко // Промышленная теплотехника. – 2015.
10. Халатов А.А. Анализ воздушного цикла утилизации теплоты горячих газов за газотурбинными приводами ГТС Украины/ А.А. Халатов, С.Д. Северин, А.С. Коваленко, В.В. Бурлака// Промышленная. теплотехника. – 2014. – Т.6.
11. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. – М.: Издательство МЭИ – 2004.
12. Кучеренко О.С. Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок. / О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, А.А. Филоненко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов //Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. – Харьков. – 2008. – № 38 – С.89–96.
13. Тарелин А.А. Оценка эффективных путей развития отечественных приводных двигателей для газотранспортной системы. / А.А. Тарелин, В.А. Коваль, Е.А. Ковалева // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/4(40) – С.4-8.
14. Low Cost "Air Bottoming Cycle" for Gas Turbines. // Gas Turbine World – 1991. – vol.21(№3). – P.23.

15. Коваленко А.С. Перспективный газотурбинный привод для ГПА компрессорных станций. / А.С. Коваленко, В.В. Романов, А.А. Филоненко, О.С. Кучеренко // Двигатель. – №3(21). – 2002.— С.8-10.
16. Борщанский В.М. Разработка новых конструктивных решений для создания высокоэффективных наземных газотурбинных установок.// Основные результаты научно – технической деятельности. – 2005. – Том II – ЦИАМ. – С.480–484.
17. Устройство для термодинамического преобразования и способ достижения максимального общего КПД этого устройства./ Патентообладатель «Квернер энерджи» // RU 2158835 С2, F02 С 6/18, F01 К 23/10 – (NO) С 16.07.1996.
18. Иноземцев А.А. ГТУ – 27ПС – перспективный газотурбинный привод сложного цикла. / Д.Д. Сулимов, А.А. Пожаринский, С.В. Торопчин // Газотурбинные технологии. – 2005. – С.2-7.
19. Romanov V.V. Performances and application perspectives of air heat recovery turbine units. / V.V. Romanov, V.N. Chobenko, V.V. Kuznetsov, S.N. Movchan, O.S. Kucherenko. Glasgow: Proceedings of ASME Turbo Expo 2010 Power for Land, Sea and Air. – 2010.
20. Шевцов А.П. Энергосбережение и экологическая безопасность газотурбинных двигателей с воздушными турбинными теплоутилизирующими установками. //СНТ НУК. – 2008.– №6.
21. Кузнецова С.А. Турботехнологии для энергосбережения на газоконпрессорных станциях ГТС Украины. / С.А. Кузнецова, В.И. Избаш, О.С. Кучеренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий – №3/3(45). – 2010. – С.37-40.
22. Kovalski M. Performance analysis of a gas turbine air heat recovery unit using GateCycle software. / M. Kovalski, K. Baduda // Journal of Power Technologies – 92 (1). – 2012. – P.48–54.
23. Халатов А.А. Исследование воздушного цикла утилизации теплоты за приводными газотурбинными установками ГТС Украины. / А.А. Халатов, С.Г. Кобзарь, С.Д. Северин, А.С. Коваленко, В.В. Бурлака // Отчет о научно–исследовательской работе – 2014. – №1.7.1.858.
24. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. / Ю.Н. Нечаев, Р.М.Фёдоров М.: Машиностроение. – 1977. – Ч. I, II.
25. Мишутин А.Н. Расчет параметров и эксплуатационных характеристик турбовального двигателя со свободной турбиной. / А.Н.Мишутин, Н.В.Ващенко // учебно-методическое пособие к курсовой работе по дисциплине «Теория авиационных двигателей» – Иркутск изд. ИВВАИУ, 1981. – С.68.
26. Johnston J. R. Performance and Reliability Improvements for Heavy-Duty Gas Turbines. // GE Power Systems. – GER-3571H – 2000. – P. 45.
27. Романов В. В. Особенности создания газотурбинной установки регенеративного цикла для ГПА. / В.В. Романов, В.Е. Спицын, А.Л.

Боцула // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009.
– Ч. 1. – № 4/4 (40). – С.16–19.

ДОДАТОК Б.

Характеристика серійного компресора ГТУ ДЖ-59 з нанесеними на неї лініями робочих режимів для різних законів регулювання ПТТУ.

