

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
АЕРОКОСМІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач випускової кафедри

_____ М. С. Кулик

«_____» _____ лютого 2020 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА
(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)

ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «МАГІСТР»
ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ
«ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ»

**Тема: Вплив впорскування водяної пари в камеру згоряння
на ефективність роботи газотурбінної установки**

Виконавець: студент ГУ-210 М _____ Різник Вадим Вячеславович

Керівник: к.т.н., доцент _____ Капітанчук Константин Іванович

Консультанти з окремих розділів:

«Охорона праці» к.т.н., доцент _____ Казанець В.І.

«Охорона навколишнього середовища» к.т.н., доцент _____ Дмитруха Т.І.

Нормоконтролер: к.т.н., доцент _____ .

КИЇВ 2020

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет _____ аерокосмічний _____
Кафедра _____ авіаційних двигунів _____
Освітній ступінь _____ магістр _____
Спеціальність _____ 142 Енергетичне машинобудування _____
Освітньо-професійна програма Газотурбінні установки і компресорні станції

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

д. т. н., професор _____ М.С. Кулик

« 15 » жовтня 2019 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи

Різника Вадима Вячеславовича

1. Тема роботи: «Вплив впорскування водяної пари в камеру згоряння на ефективність роботи газотурбінної установки» затверджена наказом ректора від « 25 » вересня 2019 р., № 2187/ст.

2. Термін виконання роботи: з 15 жовтня 2019 року по 29 грудня 2019 року та з 20 січня 2020 року по 9 лютого 2020 року.

3. Вихідні дані роботи: номінальна потужність ГТУ – 16 МВт, температура газу перед турбіною – 1350 К, степінь підвищення тиску – 20, розрахункові умови – стандартні.

4. Зміст пояснювальної записки: реферат, перелік умовних скорочень, вступ, аналіз різних схем і способів використання теплоти вихідних газів та порівняння їх параметрів, проектування математичної моделі та методики термогазодинамічного розрахунку характеристик ГТУ, яка працює за циклом А- STIG, розрахункове дослідження характеристик ГТУ, яка працює за циклом А- STIG, розділи з охорони праці та охорони навколишнього середовища, висновки, список використаних джерел, додатки.

5. Перелік обов'язкового ілюстративного матеріалу: принципова теплова схема ГТУ STIG, принципова теплова схема ГТУ А-STIG, структурна схема алгоритму термогазодинамічного розрахунку ГТУ А-STIG, залежність зміни ККД двигуна та ступеня підвищення тиску від витрати пару, при постійній ефективній потужності $N = \text{const}$.

6. Календарний план-графік

№ пор.	Завдання	Термін виконання	Підпис керівника
1.	Аналіз схем і способів використання теплоти вихідних газів паротурбінних установок та порівняння їх параметрів	20.10.19– 10.11.19	
2.	Математичне моделювання процесів, які відбуваються в паротурбінних установках, що працюють за циклом А-STIG	11.11.19– 30.11.19	
3.	Розрахунок характеристик ГТУ, яка працює за циклом А-STIG	30.11.19– 08.11.19	
4.	Розробка питань охорони праці	09.11.19– 23.12.19	
5.	Розробка питань охорони навколишнього середовища	24.12.19– 04.01.20	
6.	Оформлення пояснювальної записки	05.01.20– 11.01.20	
7.	Оформлення креслень	11.01.20– 25.01.20	

7. Консультація з окремих розділів

Назва розділу	Консультант (посада, П.І.Б.)	Дата, підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Казанець В.І.		
Охорона навколишнього середовища	Дмитруха Т.І.		

8. Дата видачі завдання: 15 жовтня 2019 р.

Керівник дипломної роботи : _____ К.І. Капітанчук
(підпис керівника)

Завдання прийняв до виконання: _____ В.В. Різник
(підпис випускника)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи «Вплив впорскування водяної пари в камеру згоряння на ефективність роботи газотурбінної установки»:

71 сторінка, 13 рисунків, 6 таблиць, 22 використаних джерел, 2 додатки.

Об'єкт дослідження – когенераційна установка.

Предмет дослідження – газотурбінна установка.

Мета дипломної роботи: Проектування та підвищення ефективності газотурбінної установки шляхом впорскування води в камеру згоряння.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання:

1. Розроблено математичну модель термогазодинамічного розрахунку газотурбінної установки, яка працює за циклом А- STIG.

2. Розроблено методику алгоритму розрахунку газотурбінної установки, яка працює за циклом А- STIG.

3. Проведено розрахункове дослідження впливу кількості пари, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG.

Метод дослідження: аналітичний та розрахунковий. Розрахунок даних проведена з використанням обчислювальної техніки.

Наукова новизна: розроблено математичну модель, що дозволяє розраховувати параметри робочого процесу при впорскуванні води.

Практична цінність: проведено розрахункові дослідження газотурбінної установки, створеної на основі двигуна ДГ-90. Отримані результати підтверджують ефективність застосування впорскування води в камеру згоряння.

ВПОРСКУВАННЯ ВОДИ, ПАРОТУРБІННА УСТАНОВКА ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА, КАМЕРА ЗГОРЯННЯ, ТЕХНОЛОГІЯ А-STIG

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СХЕМ І СПОСОБІВ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВИХІДНИХ ГАЗІВ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ТА ПОРІВНЯННЯ ЇХ ПАРАМЕТРІВ	10
1.1. Сучасні схеми і способи використання теплоти вихідних газів паротурбінних установок	10
1.2. Порівняння основних параметрів газотурбінних установок, які працюють за циклом А-STIG та циклом КОМБІ	18
Висновки за розділом	20
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВІДБУВАЮТЬСЯ В ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВКАХ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ЗА ЦИКЛОМ А-STIG	21
2.1. Основні фактори і параметри, що впливають на поліпшення показників ефективності роботи обладнання газотурбінних установок при циклі А-STIG	21
2.1.1. Вплив збільшення витрати робочої речовини через газову турбіну	21
2.1.2. Вплив поліпшення енергетичних властивостей робочої речовини газової турбіни	22
2.1.3. Вплив збільшення повного ступеня зниження тиску в газовій турбіні	23
2.2. Аналіз теплової діаграми газотурбінних установок, які працюють за циклом А-STIG	25
2.3. Створення математичної моделі термогазодинамічного розрахунку газотурбінної установки	27
2.4. Методика алгоритма термогазодинамічного розрахунку газотурбінних установок, які працюють за циклом А-STIG	28
Висновки за розділом.....	30
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ГТУ, ЯКА ПРАЦЮЄ ЗА ЦИКЛОМ А-STIG	31
3.1. Дослідження впливу кількості пари, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG	31
3.2. Параметри та технічні характеристики газотурбінної установки ДГ-90, як базової для дослідження впливу впорскування водяної пари в камеру	33
3.3. Аналіз зміни параметрів робочого процесу в процесі впливу впорскування водяної пари в камеру згоряння	34
Висновки за розділом	38

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	39
4.1. Шкідливі та небезпечні виробничі фактори при технічному обслуговуванні ГОСТ 12.1.003-74 ССБТ	39
4.2. Організаційний конструктив на технологічному підприємстві по зниженню шкідливих факторів	40
4.2.1. Основні технічні і організаційні заходи щодо профілактики виробничого травматизму та професійної захворюваності	40
4.2.2. Захист від шуму газотурбінних і газоперекачуючих агрегатів	42
4.2.3. Розрахунок рівня шуму двигуна	45
4.2.4. Зниження рівня шуму	46
4.3. Пожежна та вибухова безпека	47
4.3.1. Попередження та захист від пожежі	47
4.3.2. Попередження та захист від вибухів.....	53
4.4. Інструкція оператора магістральних газопроводів четвертого розряду	54
4.4.1. Загальні положення	54
4.4.2. Характеристика робіт, завдання та посадові обов'язки	55
Висновок за розділом.....	55
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	57
5.1. Теплові двигуни та їх вплив на екологію	57
5.2. Вплив роботи компресорних станцій на довкілля.....	60
5.3. Вплив природного газу та продуктів його горіння на організм людини	63
5.4. Заходи екологічної безпеки при роботі компресорних станцій.....	64
Висновки за розділом	66
ВИСНОВКИ	67
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	69
Додаток А. Термогазодинамічний розрахунок базової ГТУ ДГ-90	
Додаток Б. Термодинамічний розрахунок ГТУ А-STIG в програмі MathCad	

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ

Перелік умовних позначень

Індекси параметрів робочих тіл	
Позначення	Назва
Ne	Потужність на номінальному режимі
G_m	Основна витрата палива ГТД
ΔG_m	Додаткова витрата палива, яка йде на нагрів пару в КЗ
Q_H^P	Теплота згорання 1 кг палива
$\mu_{кз}$	ККД камери згорання
G_B	Витрата повітря в камеру згорання
$c_{рсм}$	Теплоємність газопарової суміші
η_e	Ефективне ККД ГТУ
T_2	Температура газу перед турбіною
d	Кількість пару
$R_{см}$	Газова стала суміші
$k_{см}$	Показник адіабати суміші

Перелік скорочень

ГПА	газоперекачувальний агрегат
ГТД	Газотурбінний двигун
ГТУ	Газотурбінна установка
ГТС	Газотранспортна система
КС	Компресорна станція
ККД	Коефіцієнт корисної дії
САК	Система автоматичного керування
STIG	Steam injection in gas (впорскування повітря в газ)
A-STIG	Advanced steam injection in gas (вдосконалене впорскування повітря в газ)
ПТУ	Паротурбінна установка
ПГУ	Парогазова установка
ТНУ	Теплонасосна установка

ВСТУП

Газотранспортна системи (ГТС) України є дуже важливим елементом інфраструктури економіки України, що виконує дві основні функції: забезпечення природним газом внутрішніх споживачів та транзит природного газу через територію України в країни Західної та Центральної Європи [1].

Одними з найбільш ефективних приводів компресорних станцій (КС) газоперекачувальних апаратів (ГПА) є газотурбінні установки (ГТУ), оскільки джерелом енергії для них служить газ, що транспортується. Крім того, газотурбінні ГПА забезпечують швидкий запуск з холодного стану, мають високий ККД, малі розміри, просту та надійну конструкцію, розвивають велику потужність [2].

Експлуатація ГТУ на КС в умовах, коли режими роботи двигуна необхідно дуже часто і в широких діапазонах змінювати, вимагає впровадження різноманітних заходів, щодо підвищення їх ефективності.

Основними напрямками підвищення ефективності ГТУ є [3]:

- інтенсифікація робочого процесу шляхом, збільшення температури газу перед турбіною і степені підвищення тиску повітря в компресорі з оптимізацією параметрів циклу за питомою потужністю і питомою витратою палива;
- оптимізація конструкції ГТД за питомою масою і показниками надійності на основі удосконалення методів проектування;
- застосування нових високоміцних матеріалів, а також використання високотехнологічних процесів при виробництві двигунів;
- розробка принципово нових схем двигунів, якісно покращуючих паливну економічність і мають низькі рівні шкідливого впливу на зовнішнє середовище;
- застосування в системах автоматичного керування (САК) ГТУ мікропроцесорної обчислювальної техніки та ефективних регуляторів, що забезпечують розширення діапазону стійкої роботи вузлів двигунів і оптимізацію режимів роботи за витратами палива;
- застосування нових енергоємних і екологічно чистих палив;
- оснащення двигунів ефективними засобами контролю технічного стану і удосконалення на цій основі методів їх технічної експлуатації, з метою

забезпечення необхідного рівня надійності і мінімізації експлуатаційних витрат.

Відомо, що більшість підприємств, що експлуатують ГТУ, намагаються підтримувати його технічні параметри й економічні показники незалежно від кліматичних умов роботи та сезону [4].

Одним зі способів, який дає можливість працювати ГТУ при різних кліматичних умовах, а також, підвищити ефективність її, є впорскування води в компресор [5]. Основним недоліком впорскування води в компресор є вимоги до водопідготовки, що мають регламентуватися нормативними документами. Якість води може суттєво впливати на процеси ерозії лопаткових вінців компресорів, при цьому збільшення ККД та питомої потужності знаходиться в межах: ККД - 3%, а питома потужність - 20%.

Ще одним способом покращення ефективності ГТУ є впрыск води в камеру згоряння [6-8]. Вдосконалення робочого процесу в камері згоряння призводить до покращення експлуатаційних та екологічних характеристик ГТУ. Останнім часом провідні організації двигунобудування ведуть розробку малотоксичних камер згоряння, що дозволяються значно зменшити викиди азоту.

Таким чином, розробка ГТУ з впрыском води в проточну частину ГТД є досить актуальною задачею.

Об'єкт дослідження – когенераційна установка.

Предмет дослідження – газотурбінна установка.

Мета дипломної роботи: Проектування та підвищення ефективності газотурбінної установки шляхом впорскування води в камеру згоряння.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання:

1. Розроблено математичну модель термогазодинамічного розрахунку ГТУ, яка працює за циклом А- STIG.

2. Розроблено методику алгоритму розрахунку газотурбінної установки, яка працює за циклом А- STIG.

3. Проведено розрахункове дослідження впливу кількості пари, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG.

Метод дослідження: аналітичний та розрахунковий. Розрахунок даних проведена з використанням обчислювальної техніки.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СХЕМ І СПОСОБІВ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВИХІДНИХ ГАЗІВ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ТА ПОРІВНЯННЯ ЇХ ПАРАМЕТРІВ

1.1. Сучасні схеми і способи використання теплоти вихідних газів паротурбінних установок

В наш час перед газотурбінними установками стоїть завдання безпомилково підтримувати технічні параметри та економічні показники незалежно від кліматичних умов роботи. Відомо, що висока температура повітря на вході в компресор, особливо в літній період, значно знижує вихідну потужність і ефективний ККД ГТД.

Одним із способів, що дає можливість працювати ГТУ при різних кліматичних умовах, а також, підвищити її ефективність, є вприск води в компресор [5].

Основним недоліком вприскування води в компресор є вимоги до її підготовки, що мають регламентуватися нормативними документами. Якість води може суттєво впливати на процеси ерозії лопаткових вінців компресорів, при цьому збільшення ККД та питомої потужності знаходиться в межах: - ККД 3%, а питома потужність - 20%.

Одним з способів покращення ефективності ГТУ відбувається за рахунок подачі генеруемого в теплоутилізаційних контурах перегрітого пару в парову турбіну паротурбінної установки (ПТУ).

У схемах газопарової установки (ГПУ), що використовують такий спосіб підвищення потужності та ефективності енергетичних установок (ефективності використання палива), газоподібне і пароводяне робочі речовини рухаються по самостійним газовим і пароводяним контурам, взаємодіючи лише за допомогою теплообміну в нагрівальних елементах поверхневого типу.

До них, перш за все, відносяться ГПУ, які призначені для вироблення (генерації) електричної енергії. Цикл роботи цих установок називається КОМБІ.

До типу установок, що працюють за циклом КОМВІ, відносяться також когенераційні ГПУ, що застосовуються для спільного вироблення (когенерація) електричної енергії та теплової енергії у вигляді пари або гарячої води, які, хоча і не мають в своїй схемі ПТУ, але теж називаються газопаротурбінними.

Ще одним способом покращення ефективності ГТУ є вприск води в камеру згоряння [6-8]. Вдосконалення робочого процесу в камері згоряння призведе до покращення експлуатаційних та екологічних характеристик ГТУ.

В даних ГПУ, відбувається змішання продуктів згоряння органічного палива з пароводяним робочим тілом за рахунок уприскування перегрітої пари в камеру згоряння ГТД (або, інакше, його «спалювання») перед розширенням в газовій турбіні з метою виділення додаткової потужності. Установки такого типу працюють за циклом STIG (steam injection in gas), запатентованому в США. Вони отримали назву ГТУ STIG.

Схеми вприскування пари в ГТУ STIG можуть бути одноступінчастими і багатоступінчастими. При одноступінчастій схемі вприскування (одноступінчастому «спалюванні») пара подається в одну основну, загальну з органічним паливом, камеру згоряння ГТД.

При багатоступінчастій схемі вприскування (багатоступінчастому «спалюванні») пара подається в кілька камер згоряння: основну, загальну з органічним паливом, і додаткову, розташовану між турбінами високого і низького тисків.

При аналізі показників ГТУ, що працюють за циклом STIG, прийнято вважати, що всі процеси тепломасообміну і енергообміну завершені в камері згоряння до розширення робочої речовини в проточній частині газової турбіни, а саме робоча речовина, що представляє собою однорідну суміш продуктів згоряння палива, повітря і пари (газопарові суміш), підпорядковується законам ідеального газу.

Робота ГТУ за циклом STIG дозволяє отримати велике збільшення їх ефективної потужності (до 60...80%) і забезпечити мінімальні значення концентрацій оксидів азоту і вуглецю (NO_x і CO) у вихідних газах ГТУ без істотних додаткових матеріальних витрат.

Принципова теплова схема ГТУ STIG з одноступінчастим впорскуванням водяної пари в камеру згорання показана на рис. 1.1.

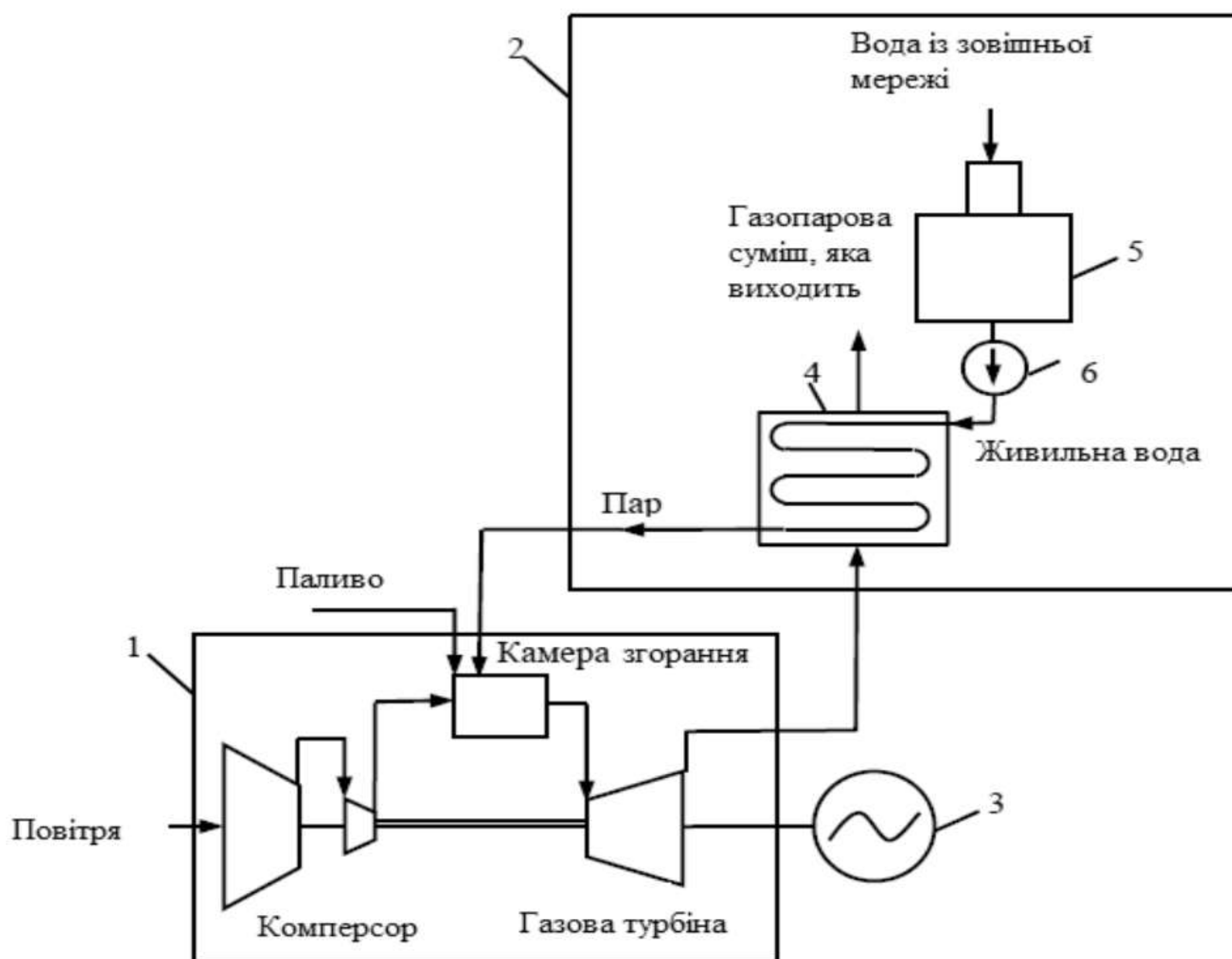


Рис. 1.1. Принципова теплова схема ГТУ STIG з впорскуванням пари в камеру згорання:
 1 – ГТУ; 2 – теплоізоляційний контур; 3- електрогенератор; 4 – котел-утилізатор; 5 – хімічна очистка та бак живильної води; 6 – насос

Однак ГТУ STIG володіють серйозним недоліком - в них необхідна постійна водопідготовка живильної води для парового котла-утилізатора, яка буде рівною витраті пари, оскільки пара після розширення в складі газопарової суміші в проточній частині газової турбіни разом з вихідними вихлопними газами безповоротно виноситься в атмосферу.

Водопідготовка повинна бути найвищого ступеня очищення вихідної води згідно з вимогами на підготовку живильної води для котлів-утилізаторів. Це призводить до подорожчання ГТУ STIG і створює проблеми при їх експлуатації в умовах дефіциту води (наприклад, в маловодних районах або на морському транспорті).

Для скорочення витрат на підготовку живильної води в циклі ГТУ STIG була розроблена і тепер успішно застосовується сучасна вдосконалена технологія типу ГТУ А-STIG (advancedsteam injection in gas), що дозволяє виділяти (генерувати) пари з вихлопних газів газової турбіни (газопарові суміші) і повертати конденсат води в цикл для повторного використання (див. рис.1.2) [9, 10, 11, 12, 13].

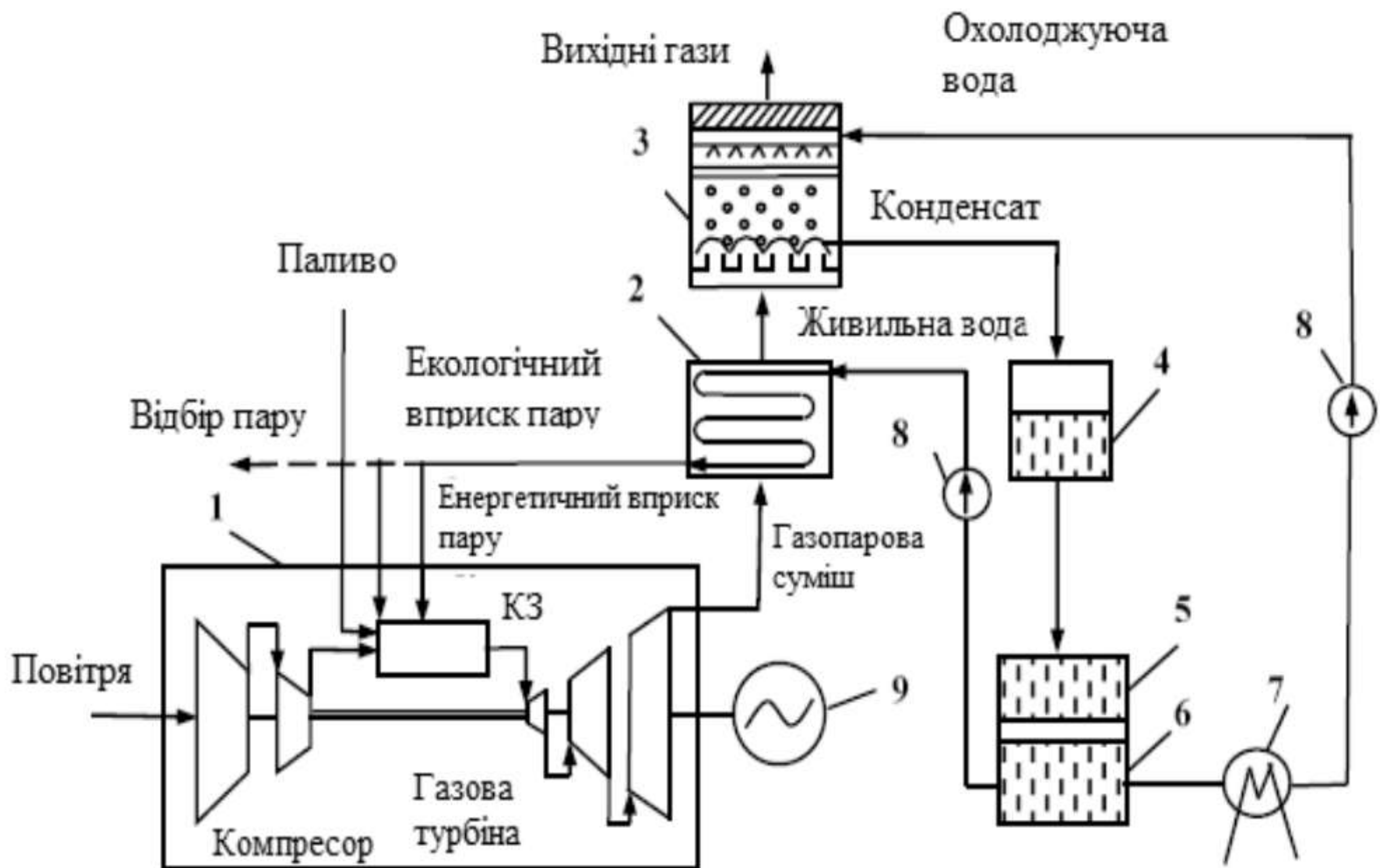


Рис. 1.2. Принципова теплова схема ГТУ А-STIG:

- 1 – ГТУ; 2 – паровий котел-утилізатор; 3 – контактний конденсатор; 4 – конденсатозіорник;
5 – блок очистки конденсату; 6 – витратний бак води; 7 – система охолодження води;
8 – насос; 9 – електрогенератор

Принцип цієї технології полягає в тому, що за газотурбінним двигуном 1 встановлюється паровий котел-утилізатор 2, що генерує водяну пару. Потік йде з газової турбіни газопарові суміші, який віддав свою теплоту в котл-утилізатор, надходить в контактний конденсатор 3, де за допомогою вприскуваної проти потоку газопарові суміші охолоджуючої води досягається конденсація водяної пари з газопарові суміші (при температурі охолоджуючої води менше 30°C).

Новоутворена в контактному конденсаторі 3 суміш охолоджуючої води і конденсату пари відводиться в конденсатосборник 4, з якого надходить в блок очищення конденсату 5 і в витратковий бак води 6.

З витратного бака частина води в якості живильної води направляється за допомогою насоса 8 в паровий котел-утилізатор 2, а частина води як охолоджувач - в систему охолодження 7, а потім за допомогою насоса 8 в контактний конденсатор 3.

При необхідності за паровим котлом-утилізатором на лінії відбору пара може бути встановлена водонагрівна теплофікаційна секція [14].

За такою схемою працює ГТУ «Водолій», за рахунок додаткового охолодження відпрацьованих газів може отримати надлишкову насичену воду. Схема ГТУ «Водолій» представлена на рис 1.3.

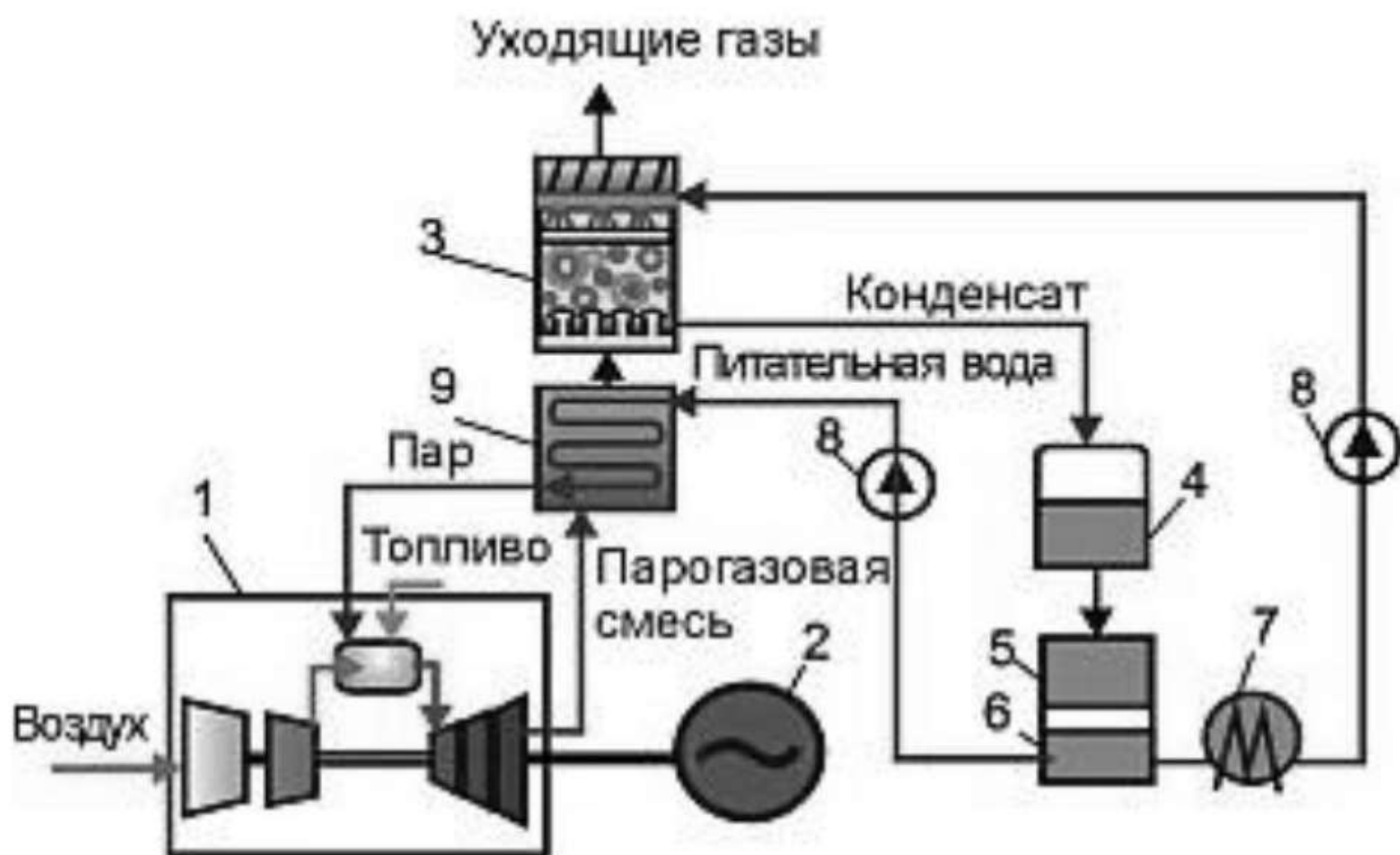


Рис. 1.3. Теплова схема ГТУ «Водолій»:

- 1 – ГТУ; 2 – генератор; 3 – контактний конденсатор водяної пари; 4 – конденсатозбірник;
5 – блок очищення конденсату; 6 – витратний бак живильної води; 7 – зовнішній охолоджувач води; 8 – насос

У 1995 році в ДП НВКГ «Зоря - Машпроект» була запущена відома повнорозмірна контактна газопаротурбінна установка «Водолій-25» потужністю 25 МВт.

Установка складається з доопрацьованого серійного ГТД ДС-90, утилізаційного парогенератора КУП-3100, контактного конденсатора КК-90, системи охолодження води, яка подається в контактний конденсатор.

Досягнутий рівень ККД в умовах експериментального стенду 41...42%, викиди NO_x складають 50 мг/м^3 , CO - не більше 50 мг/м^3 . Газопарові установки типу «Водолій» найбільш перспективні для застосування в маловодних регіонах або в місцях, де є труднощі у підготовці великої кількості води в котлі, так як дозволяють не тільки повертати до котельні воду в цикл, а й отримувати надлишок дистильованої води за рахунок конденсації вологи, що утворюється при згорянні природного газу (при температурі охолоджуючої води менше 30°C).

При високих температурах зовнішнього повітря установки дозволяють додатково підвищити потужність електростанції за рахунок уприскування води на вході в двигун. Ці установки мають великі потенційні можливості щодо вдосконалення теплової схеми і освоєння нових, все більш високих рівнів параметрів термодинамічної циклу.

Опрацювання показують, що в перспективних установках «Водолій» можна отримати електричний ККД на рівні 55...57%. Потужність вихідного ГТД можна збільшити на 30...60% і отримати економію палива до 20...25%.

Завдяки істотному підвищенню потужності ГТУ при введенні пари або води контактні газопаротурбінна установки (КГПТУ) можна використовувати як засіб для поліпшення маневрених властивостей енергоустановки, яке забезпечується перш за все за рахунок підвищення прийомистості і поліпшення запуску. Практично всі властивості і характеристики КГПТУ були підтверджені в процесі експлуатації першої промислової установки «Водолій-16», запущеної в 2004 році на компресорній станції «Ставищенська» (м Богуслав Київської області) (рис.1.4).

Одним із шляхів модернізації діючих паротурбінних енергоблоків є використання для цих цілей газопарових установок з уприскуванням пара в камеру згорання ГТУ (ПГУ-STIG). КГПТУ такого виду найбільш пристосовані до практичної реалізації.



Рис.1.4. Газопарова установка «Водолій» на компресорній станції «Ставищенська»

Особливістю ГПУ-STIG в порівнянні з вихідною ГТУ є те, що збільшення потужності досягається за рахунок одночасної дії декількох факторів: збільшення витрати робочого тіла, підвищення тиску додаткового робочого тіла, виключення використання стисненого повітря для охолодження лопаток, використання термодинамічно більш сприятливих властивостей додається робочого тіла.

Додатковий вигравш можна отримати, якщо спрацювати частина потенціалу перегрітої пари високого тиску в протитисковими паровій турбіні - приводі компресора з наступним поверненням його в цикл ГТУ або застосувати вторинний підігрів робочого тіла ГПУ в другій (проміжній) камері.

У теплофікаційному варіанті ГПУ-STIG виробляється в котлі-утилізаторі пар може бути використаний для потреб теплофікації. При цьому його розподіл між камерою згоряння ГТУ і виробництвом визначається графіком навантажень і може певною мірою варіюватися. Крім того, для теплофікації може бути також використана частина теплоти відхідних газів котлаутилізатора.

Перевагами ГПУ-STIG в порівнянні з традиційними ГТУ є: істотне зниження емісії NO_x при введенні пари в камеру згоряння, особливо при високих температурах в ній; високий електричний ККД (51...55% в порівнянні з 38...43% у ГТУ); зниження капітальних витрат на 20...25%; зменшення собівартості електроенергії на 25...30%; спрощення складу обладнання, зниження масогабаритних показників; скорочення терміну введення в експлуатацію.

Основний недолік ГПУ-STIG - втрату з димовими газами робочого тіла (води) - можна усунути введенням в схему установки контактного конденсатора (КК), тобто шляхом використання технології «Водолій».

При наявності теплового споживача низькопотенційну теплоту конденсації водяної пари в камеру згоряння можна направити в теплову мережу за допомогою теплонасосної установки (ТНУ). При цьому собівартість вироблення тепла виявляється в 1,6...1,7 рази нижче, ніж при комбінованій виробленні його турбінами ТЕЦ. Середньорічна економія палива такими установками в порівнянні з ГТУ (при однакових електричних і теплових потужностях) складе 26...31%.

За кордоном ГПУ-STIG середньої потужності працюють протягом багатьох років. Вони створені на базі машин серії LM фірми «General Electric». Співробітниками ІХТ РАН (Росія) проведено оптимізацію параметрів циклу ГПУ-STIG, а спільно з АТ «Рибінські мотори» опрацьовані ескізні проекти машин потужністю 180 і 300 МВт, що працюють за циклом STIG, на базі авіадвигуна РД-36-51 конструкції РКБМ.

Установка ГПУ-180 потужністю 180 МВт з ККД 47,5% розрахована на ступінь стиснення - 15 і температуру робочого тіла за камерою згоряння - 1600 К. Перспективний варіант ГПУ-300 при ступені стиснення - 54 і температурі робочого тіла за камерою згорання до 1900 К при тій же витраті повітря на вході в компресор має потужність 300 МВт і ККД - 54%.

Завдяки реалізації процесу поглибленої утилізації теплоти [6] можна отримати насичену (або близьку до насичення) воду з тиском 20 бар.

Цьому тиску відповідає температура насичення 212°C. Подача води відбувається через форсунки, які розпилюють воду.

Впорскування в повітря перегрітої води сприяє значному покращенню процесу тепломасообміну. При цьому важливо, що перегріта вода отримується за рахунок додаткового більш глибого охолодження відпрацьованих газів ГТУ.

Отже, під час зменшення споживання роботи і одночасного збільшення кількості робочого тіла в циклі енергетичної установки підвищує її потужність на 25%, а ефективний ККД зростає на 4% [5]

1.2. Порівняння основних параметрів газотурбінних установок, які працюють за циклом А-STIG та циклом КОМБІ

Ефективність реалізації циклу А-STIG в газотурбінних установках можна оцінити шляхом порівняння основних параметрів і показників ГТУ А-STIG з параметрами і показниками газопаротурбінна енергетичних установок різного призначення, що працюють по циклу КОМБІ.

Як приклад розглянемо основні параметри і показники ГПУ КОМБІ і ГТУ А-STIG виробництва «Зоря-Машпроект» (Україна), наведені в табл. 1.1, 1.2, 1.3.

Таблиця 1.1

Основні параметри та показники електричних ГПУ КОМБІ виробництва «Зоря-Машпроект» (Україна)

Параметри та показники	ГТД 10000	ГТД 15000	ГТД 25000	ГТД 110000
Потужність ГТД (ISO), кВт	10500	17500	27500	114500
Сумарна потужність ГПУ (ISO), кВт	13500	22700	34700	160000
ККД ГТД (ISO), %	45,8	45,3	47,5	35,5
Сумарний ККД ГПУ (ISO), %	36,0	35,0	36,5	35,5
Ступінь стиснення повітря	19,5	19,6	22,6	15,0
Температура газу перед газовою турбіною, °С	1180	1160	1245	1210
Витрата повітря, кг/с	36,8	72,2	87	362
Температура вихідних газів °С	490	414	465	517
Теплова ефективність, ВТУ/(кВт*год)	7452	7530	7185	6758
Витрата газоутвореного палива, м ³ /год	2950	4940	7220	31810

Порівняльний аналіз даних, наведених в табл. 1.1, 1.2, 1.3, показує, що газотурбінні установки, що працюють за циклом А-STIG (табл. 1.3), в порівнянні з газопаротурбінними установками, що працюють за циклом КОМВІ (табл. 1.1, 1.2), мають більш високі показники питомої потужності і ККД.

Також вони мають великі потенційні можливості по удосконаленню теплової схеми і освоєння нових, все більш високих рівнів параметрів термодинамічного циклу. Завдяки використанню в якості компонента робочої речовини водяної пари стає реальним використання пароводяного охолодження гарячих частин газової турбіни.

Таблиця 1.2

**Основні параметри та показники когенераційних ГПУ
КОМВІ виробництва «Зоря-Машпроект» (Україна)**

Параметри та показники	ГТД 2500	ГТД 6000	ГТД 16000	ГТД 25000
Потужність ГТД (ISO), кВт	2850	6700	16300	27500
Парова потужність, кВт	4730	9200	18640	28500
Водонагрівна потужність, кВт	1000	1900	8400	7000
Електрична потужність (ISO), кВт	2500	6000	14500	25000
ККД ГТД (ISO), %	28,5	31,5	31,0	36,5
Коефіцієнт використання теплоти (паровий), %	75,0	73,2	63,8	74,5
Коефіцієнт використання теплоти (паровий і водонагрівний), %	84,8	82,8	79,9	84,2
Степінь стиснення повітря	12	16,6	12,8	22,6
Температура газу перед газовою турбіною, °С	951	1100	865	1245
Витрата повітря, кг/с	16,5	33,4	98,5	87
Температура вихідних газів, °С	435	420	354	465
Витрата пару, кг/год	6300	11100	24500	35100
Теплова ефективність, ВТУ/(кВт·год)	12411	11339	12230	9807

Великі можливості відкриваються і при уприскуванні води на вхід компресора ГТУ з метою забезпечення ізотермічного процесу стиснення повітря в компресорі.

При цьому, в кінцевому рахунку, збільшується потужність і економічність ГТУ, забезпечується сталість потужності $N_{ГТУ} = \text{const}$ при різних температурах зовнішнього повітря.

Основні параметри та показники ГТУ А-STIG виробництва «Зоря-Машпроект»

Параметри та показники	ГТД 2500 «Водолей-4»	ГТД 10000 «Водолей-46»	ГТД 15000 «Водолей-25»	ГТД 25000 «Водолей-40»
Електрична потужність (при температурі повітря від -45 до +50°C), кВт	4150	15700	24500	39700
Електричний ККД (при температурі повітря від -45 до +50 °C), %	33,4	42,1	41,0	41,7
Теплова ефективність (ISO) BTU/(кВт·год)	9922	8146	5960	7974
Витрата пару (пароутворення котла-утилізатора), кг/год	6900	21000	29300	46400
Витрата газоподібного палива, м ³ /год	2110	3730	5960	9570
Емісія NO _x /CO, ppm	25/30	25/30	25/30	25/30

Наукові дослідження та розробки показують, що в перспективних газотурбінних установках, що працюють за циклом А-STIG, наприклад, ГТУ «Водолей» виробництва «Зоря-Машпроект», можна реально розраховувати на отримання електричного ККД цих установок в діапазоні 55...57% [11].

Висновки за розділом

1. Представлено аналіз різних схем і способів використання теплоти вихідних газів ГТД в циклах газотурбінних та паротурбінних установках.
2. Проведено порівняння основних параметрів і показників газотурбінних установок, які працюють по циклу А-STIG, і ГТУ які працюють по циклу КОМБІ.
3. Порівняльний аналіз даних, показує, що газотурбінні установки, що працюють за циклом А-STIG, в порівнянні з газопаротурбінними установками, що працюють за циклом КОМБІ, мають більш високі показники питомої потужності і ККД. Вони також мають великі потенційні можливості по удосконаленню теплової схеми і освоєння нових, все більш високих рівнів параметрів термодинамічної циклу.

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВІДБУВАЮТЬСЯ В ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВКАХ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ЗА ЦИКЛОМ А-STIG

2.1. Основні фактори і параметри, що впливають на поліпшення показників ефективності роботи обладнання газотурбінних установок при циклі А-STIG

При проектуванні ГТУ А-STIG слід розглядати два практично можливих для реалізації варіанти:

- використання вже спроектованого і існуючого ГТД без зміни проточної частини газової турбіни (без конвертації проточної частини турбіни);
- проектування нової проточної частини газової турбіни з збільшеними площами прохідних перетинів лопатки апарату для більшої витрати газопарової робочої речовини в порівнянні з чисто газовою робочою речовиною (з конвертацією проточної частини турбіни).

Залежно від перерахованих вище варіантів характеристики роботи компресора (наприклад, запас стійкості) із спільно працюючими з ним елементами ГТД, будуть різними.

Існують три основні чинники, що впливають на зміну параметрів і поліпшення показників ефективності роботи газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG. це:

- збільшення витрати робочої речовини через газову турбіну;
- поліпшення енергетичних властивостей робочої речовини газової турбіни;
- збільшення повного ступеня зниження тиску в газовій турбіні.

Розглянемо ці фактори більш докладно.

2.1.1. Вплив збільшення витрати робочої речовини через газову турбіну.

Збільшення витрати робочої речовини через вільну газуютьурбіну, не пов'язану з компресором, (або через умовно силову частину турбіни) призводить до збільшення її потужності $N_{ст}$ відповідно з формулою

$$N_{ст} = G_T(1 + d)L_{с.т} \cdot \eta_{с.т} \quad (2.1)$$

де G_T - витрата газу (продуктів згоряння органічного палива) через турбіну;

d - відносний витрата пари, що впорскується $D_{\text{п}}$ в газопарові суміші,

$d = D_{\text{п}} / G_{\text{т}} L_{\text{с.т}}$ - ізоентропійний (без урахування теплообміну із зовнішнім середовищем і втрат на тертя) тепловий перепад у вільній турбіні;

$\eta_{\text{с.т}}$ - ККД вільної турбіни ($\eta_{\text{с.т}} \approx 0,85 \dots 0,9$). Це, в свою чергу, призводить до збільшення корисної (ефективної) потужності всієї ГТУ.

2.1.2. Вплив поліпшення енергетичних властивостей робочої речовини газової турбіни.

При розрахунку і аналізі роботи газотурбінних установок їх робоча речовина у вигляді газу або газопарові суміші розглядається як ідеальний газ. Тому рівняння його стану визначається наступним співвідношенням параметрів стану

$$p\nu = RT, \quad (2.2)$$

де p - питомий тиск робочої речовини,

ν - питомий об'єм робочого речовини,

T - температура робочої речовини,

R - газова постійна робочої речовини.

Поліпшення енергетичних властивостей робочої речовини турбіни, працює за циклом А-STIG, тобто газопарові суміші в порівнянні з газом, обумовлено тим, що питома ізобарна теплоємність (при постійному тиску) впорскуваної пари $C_{p \text{ п}}$ (рис.2.1) вище, ніж питома ізобарна теплоємність газу (продуктів згоряння органічного палива) $C_{p \text{ г}}$.

Внаслідок цього значення газової постійної газопарової суміші $R_{\text{см}}$ є більшим, ніж значення газової постійної газу $R_{\text{г}}$. Газова постійна газопарової суміші визначається за рівнянням

$$R_{\text{см}} = \frac{R_{\text{г}}G_{\text{г}} + R_{\text{п}}D_{\text{п}}}{R_{\text{г}} + D_{\text{п}}}, \quad (2.3)$$

де $R_{\text{п}}$ - газова постійна пари, $R_{\text{п}} = 490$ Дж / (кг К).

Таким чином, відповідно до рівняння (2.2) при постійних значеннях температури $T_{\text{см}} = T_{\text{г}}$ і питомої обсягу $\nu_{\text{см}} = \nu_{\text{г}}$ значення питомого тиску робочої речовини у вигляді газопарові суміші $p_{\text{см}}$ в камері згоряння буде більшим у порівнянні із значенням питомого тиску робочого речовини у вигляді газу $p_{\text{г}}$.

$c_{pп}, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$

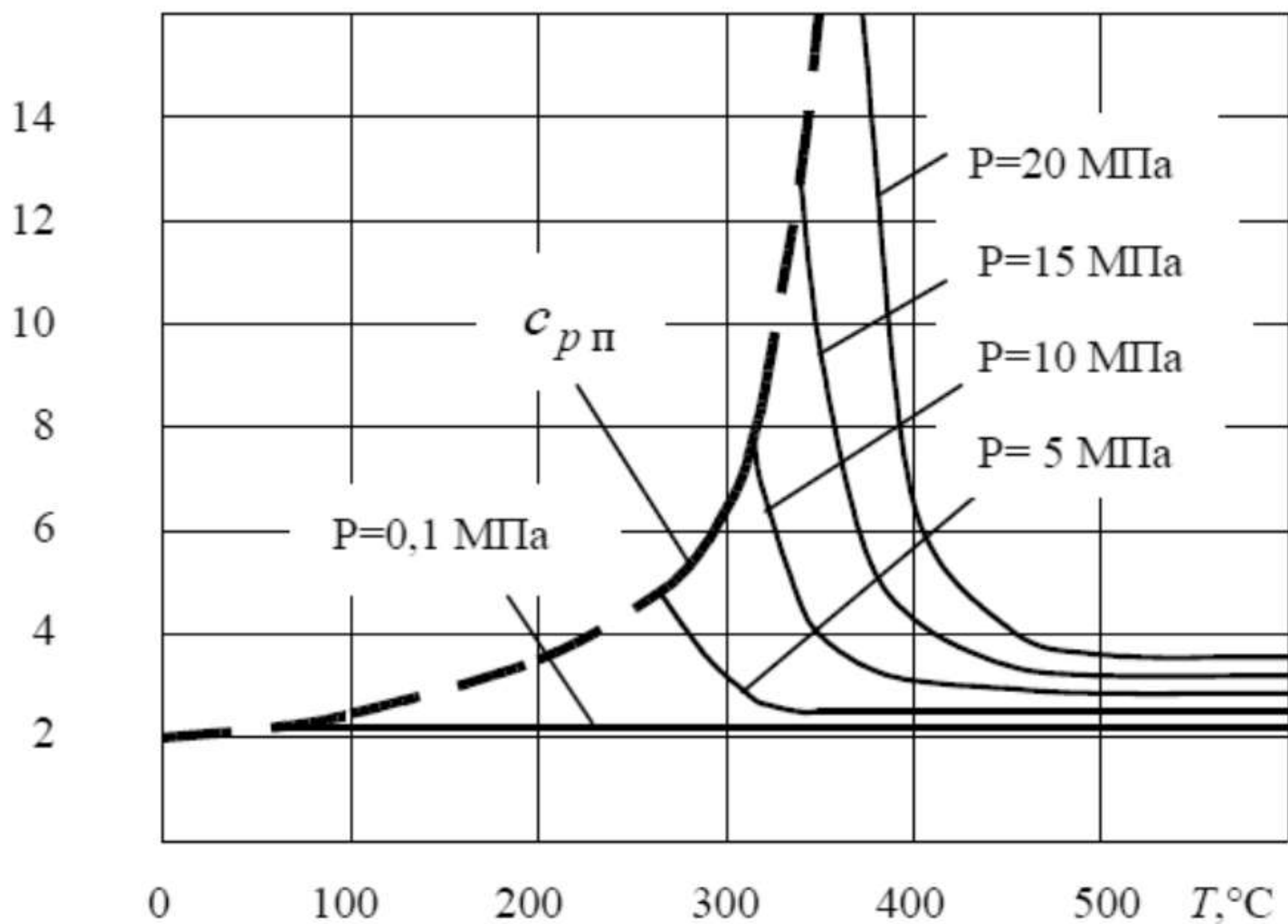


Рис. 2.1. Залежність питомої ізобарної теплоємності пари $c_{pп}$ від його параметрів (температури T і тиску P) в паровому котлі-утилізаторі

В результаті в турбіні спрацьовується більший тепловий перепад, а, значить, збільшуються ефективна потужність і ККД газотурбінної установки.

2.1.3. Вплив збільшення повного ступеня зниження тиску в газовій турбіні.

В результаті впорскування пари в камеру згоряння газотурбінного двигуна відбувається збільшення повного ступеня зниження тиску (розширення газопарові суміші) в газовій турбіні за рахунок збільшення ступеня зниження тиску в її умовно силової частини (для одновальних ГТУ) або у вільній турбіні (для многовальних ГТУ) $\varepsilon_{ст}$.

Це призводить до збільшення ефективної потужності і ККД всієї газотурбінної установки. Цей висновок робиться на підставі розрахунків, наведених нижче.

Розглянемо баланс потужностей компресора N_k і турбіни (або її частини), яка обертає вал компресора, $N_{т.к}$:

$$N_{т.к} = N_{тк} \cdot \eta_{ст} \quad (2.4)$$

$$\text{або } G_B C_{pB} T_B \left(\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \eta_{\kappa}^{-1} = G_T (1+d) C_{pCM} T_{CM} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{TK}^{(\kappa_{CM}-1)/\kappa_{CM}}} \right) \eta_{TK} \eta_M, \quad (2.5)$$

де G_B - витрата повітря через компресор;

C_{pB} - питома ізобарна теплоємність повітря;

T_B - температура повітря на вході в компресор;

ε - ступінь підвищення тиску в компресорі;

κ - показник адіабати стиснення повітря, що дорівнює відношенню питомої ізобарно (при постійному тиску) теплоємності повітря до його питомої ізохорної (при постійному обсязі) теплоємності;

η_{κ} - ККД компресора ($\eta_{\kappa} \approx 0,85 \dots 0,9$);

C_{pCM} - питома ізобарна теплоємність газопарові суміші;

T_{CM} - температура газопарові суміші перед турбіною;

ε_{TK} - ступінь зниження тиску в турбіні компресора;

κ_{CM} - показник адіабати розширення газопарові суміші;

η_{TK} - ККД турбіни компресора (або частини турбіни), обертає вал компресора ($\eta_{TK} \approx 0,85 \dots 0,9$);

η_M - ККД, що враховує механічні втрати на валу «турбіна-компресор» ($\eta_M \approx 0,98 \dots 0,99$).

$$\text{Отже, } \varepsilon_{TK} = \frac{1}{\left[1 - \frac{G_B C_{pB} T_B \left(\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{G_T (1+d) C_{pCM} T_{CM} \eta_{\kappa} \eta_{TK} \eta_M} \right]^{\kappa_{CM}/(\kappa_{CM}-1)}}, \quad (2.6)$$

З формули (2.6) видно, що при постійному значенні ступеня підвищення тиску в компресорі $\varepsilon = \text{const}$ і в припущенні постійних втрат в компресорі $\eta_{\kappa} = \text{const}$, в турбіні компресора $\eta_{TK} = \text{const}$ і механічних втрат $\eta_M = \text{const}$ впорскування пари в відносному кількості d призводить до зменшення величини ε_{TK} .

Зменшення ступеня зниження тиску в турбіні (або в її частині), яка обертає компресор, ε_{TK} супроводжується збільшенням ступеня зниження тиску в вільної турбіни (або в її умовно силової частини), оскільки

$$\varepsilon_{CT} = \frac{\varepsilon \cdot \sigma}{\varepsilon_{TK}}, \quad (2.7)$$

де σ - коефіцієнт збереження тиску, що враховує гідравлічні втрати в газоповітряних трактах ГТУ, тобто втрати тиску у всмоктуючому тракті компресора, втрати тиску від прохідного перетину за компресором, втрати на випуск газу з турбіни та інші ($\sigma \approx 0,95 \dots 0,96$).

Це, в свою чергу, призводить до збільшення потужності вільної турбіни (або силової частини турбіни), яка дорівнює значенню

$$N_{CT} = G_T(1 + d) \cdot C_{CM} T_{CM} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{CT}^{(\kappa_{CM}-1)/\kappa_{CM}}} \right), \quad (2.8)$$

В результаті збільшується ефективна потужність і ККД всієї газотурбінної установки і збільшується коефіцієнт λ - відношення потужності газової турбіни N_T до потужності, що витрачається в компресорі N_K :

$$\lambda = \frac{N_T \eta_{TK} \eta_{CT} \eta_K}{N_K}. \quad (2.9)$$

2.2. Аналіз теплової діаграми газотурбінних установок, які працюють за циклом А-STIG

Теплова діаграма газового і пароводяного циклів газотурбінної установки, що працює за циклом А-STIG, в $T-S$ координатах (температура-ентропія) показана на рис. 2.2.

На цій діаграмі лінії Г-С і 5-С 'відповідають процесу розширення, компонента газопарові суміші в проточній частині турбіни і вихідному пристрої ГТД, при цьому лінія Г-С характеризує процес розширення газу, а лінія 5-С '- перегрітої пари однорідної суміші.

Теплота газової компоненти газопарові суміші віддається в котлі-утилізаторі по лінії С-УХ, а паровий компоненти - по лінії С'-6 '.

За рахунок використання теплоти, яка надходить з ГТУ у вигляді газопарової суміші в паровому котлі-утилізаторі послідовно відбувається нагрівання води в економайзері (лінія 2-3), випаровування води у випарних поверхнях (лінія 3-4) і частковий перегрів пари в пароперігрівачі (лінія 4-4 '). Подальший перегрів пари здійснюється в камері згоряння газотурбінного двигуна (лінія 4'-5).

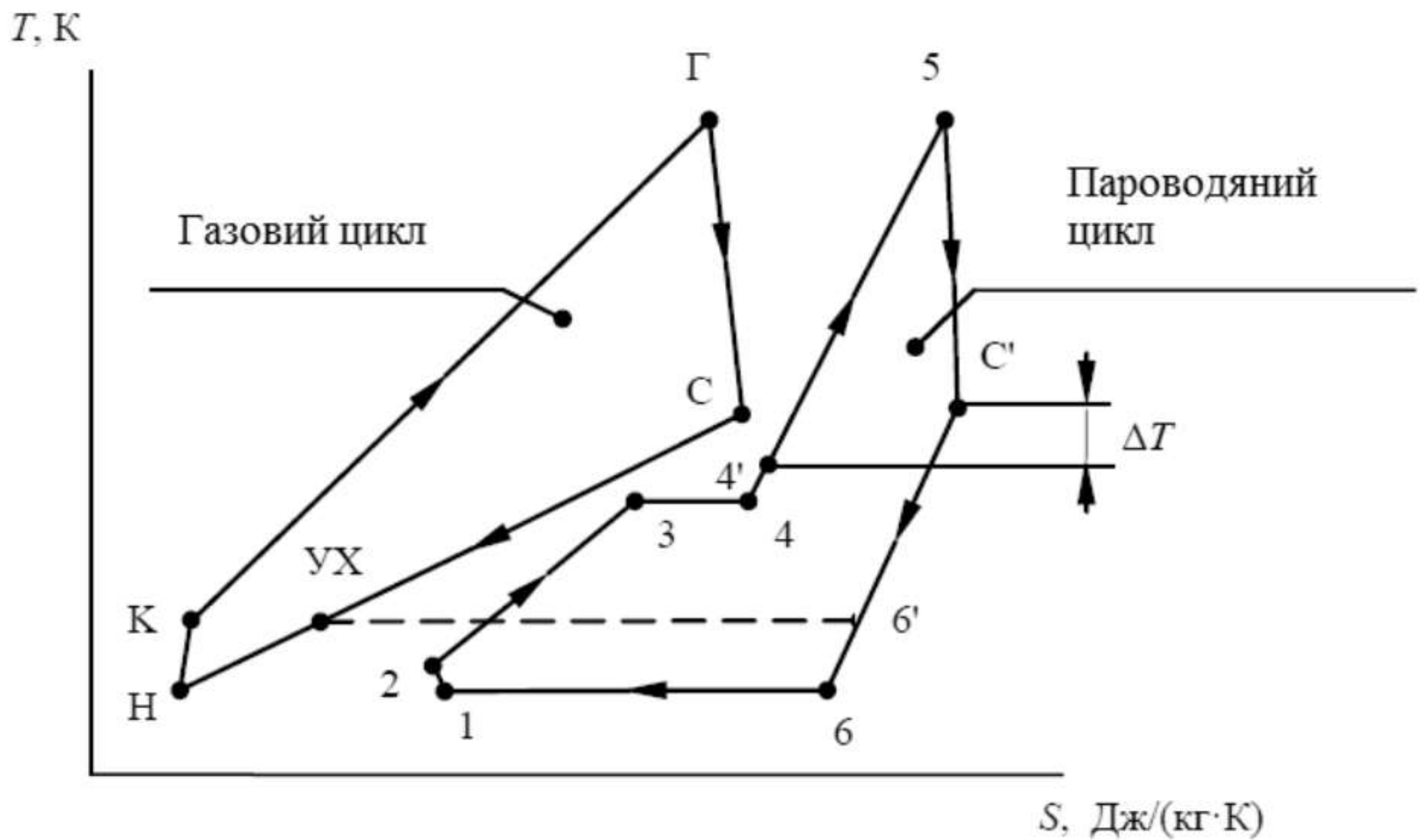


Рис 2.2 Теплова діаграма ГТУ А-STIG

Процес охолодження газопарової суміші в контактному конденсаторі до температури охолоджуючої води відбувається по лініях УХ-Н для газу і 6'-6 для пари.

Процес конденсації пари відбувається по лінії 6-1, а невелике нагрівання конденсату в конденсатозбірнику, блоці очищення конденсату, витратному баку живильної води і насосі перед подачею в економайзер котла-утилізатора - по лінії 1-2. Стиснення повітря в компресорі газотурбінного двигуна відбувається по лінії Н-К. Нагрівання газу в камері згоряння газотурбінного двигуна відбувається по лінії К-Г. Недогрів пари в пароперегрівачі котла-утилізатора $\Delta T = T_C - T_{4'}$ становить близько 20...25°C.

Теплова діаграма циклів ГТУ А-STIG, представлена на рис. 2.2, передбачає, що процеси стиснення повітря в компресорі і розширення газопарової суміші в газовій турбіні протікають без теплообміну із зовнішнім середовищем, тобто є адіабатичними, а лінії, що їх описують в циклах - адіабатами.

В реальних умовах відповідні цим процесам лінії циклів є політропи.

2.3. Створення математичої моделі термогазодинамічного розрахунку газотурбінної установки

Для отримання основних додаткових математичних співвідношень, що враховують впорскування пари в камеру згорання ГТУ А-STIG, запишемо рівняння балансу теплоти в камері згорання у вигляді:

$$\begin{aligned} (G_T + \Delta G_T) Q_H^P \cdot \mu_{кз} + G_B c_{рв} T'_B + D_{п} c_{рп} T_{п} = \\ = (G_B + G_T + \Delta G_T + D_{п}) \cdot c_{р см} T_{см} \end{aligned} \quad (2.10)$$

де G_T – основна витрата палива ГТД;

ΔG_T – додаткова витрата палива, яка надходить на нагрівання пари у камері згорання;

Q_H^P – теплота згорання 1 кг палива;

$\mu_{кз}$ – ККД камери згорання;

G_B - витрата повітря в камері згорання;

T'_B - температура повітря за компресором;

$T_{п}$ - температура перегрітої пари на вході в камеру згорання;

$D_{п}$ - кількість пари.

Поділивши всі члени рівняння на витрату повітря, за умови практичної івності об'ємних витрат газу та повітря отримаємо

$$(g_T + \Delta g_T) Q_H^P \mu_{кз} + c_{рв} T'_B + d \cdot c_{рп} T_{п} = (1 + g_T + \Delta g_T + d) \cdot c_{р см} T_{см}, \quad (2.11)$$

де g_T - відносна основна витрата палива в ГТД (кількість основної витрати палива, яке подається в камеру згорання на 1 кг повітря);

Δg_T - відносна додаткова витрата палива, яка надходить на підігрівання пари в камері згорання до температури суміші;

d - відносна витрата пари, який впорскується в камеру згорання ГТД.

Теплоємність газопарової суміші дорівнює

$$c_{р см} = \frac{c_{пр} \cdot d + c_{рг} (1 + g_T + \Delta g_T)}{1 + g_T + \Delta g_T + d}, \quad (2.12)$$

де $c_{рг}$ - ізобарна теплоємність газу (продуктів згорання палива).

Величина відносної додаткової витрати палива Δg_T , яка потрібна для підігрівання пари в камері згоряння до температури T_{cm} , визначається за рівнянням

$$\Delta g_T = d \cdot c_{pp} (T_{cm} - T_p) / Q_H \mu_{кз} \quad , \quad (2.13)$$

Загальний коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння

$$\alpha_{\Sigma кз} = \frac{1}{L_0(g_T + \Delta g_T)} \quad , \quad (2.14)$$

де L_0 - кількість повітря, що теоретично необхідна для повного згоряння 1 кг палива.

Доповнивши вищезазначені формули параметрами, які визначають теплофізичні властивості газопарової суміші, R_{cm} та k_{cm} , де

$$R_{cm} = \frac{R_T + dR_p}{1+d} \quad , \quad (2.15)$$

$$k_{cm} = \frac{c_{p\,cm}}{c_{p\,cm} - R_{cm}} \quad , \quad (2.16)$$

отримаємо повний набір залежностей, які разом із відомими формулами термогазодинамічного розрахунку ГТУ простого циклу, складають алгоритм термогазодинамічного розрахунку ГТУ А-STIG.

2.4. Методика алгоритму термогазодинамічного розрахунку газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG

Методика термогазодинамічних розрахунку ГТУ А-STIG ґрунтується на алгоритмі термогазодинамічного розрахунку ГТУ простого циклу з введенням в нього додаткових математичних співвідношень, що враховують впорскування пари в камеру згоряння [16].

Застосовуючи залежності (2.10...2.16), можна проводити розрахункові дослідження експлуатаційних характеристик та оптимізацію параметрів ГТУ А-STIG різними методами [15] для будь-якої конструктивної схеми виконання базового ГТД. Загальна структура алгоритму термогазодинамічного розрахунку ГТУ А-TIG показана на рис. 2.3.

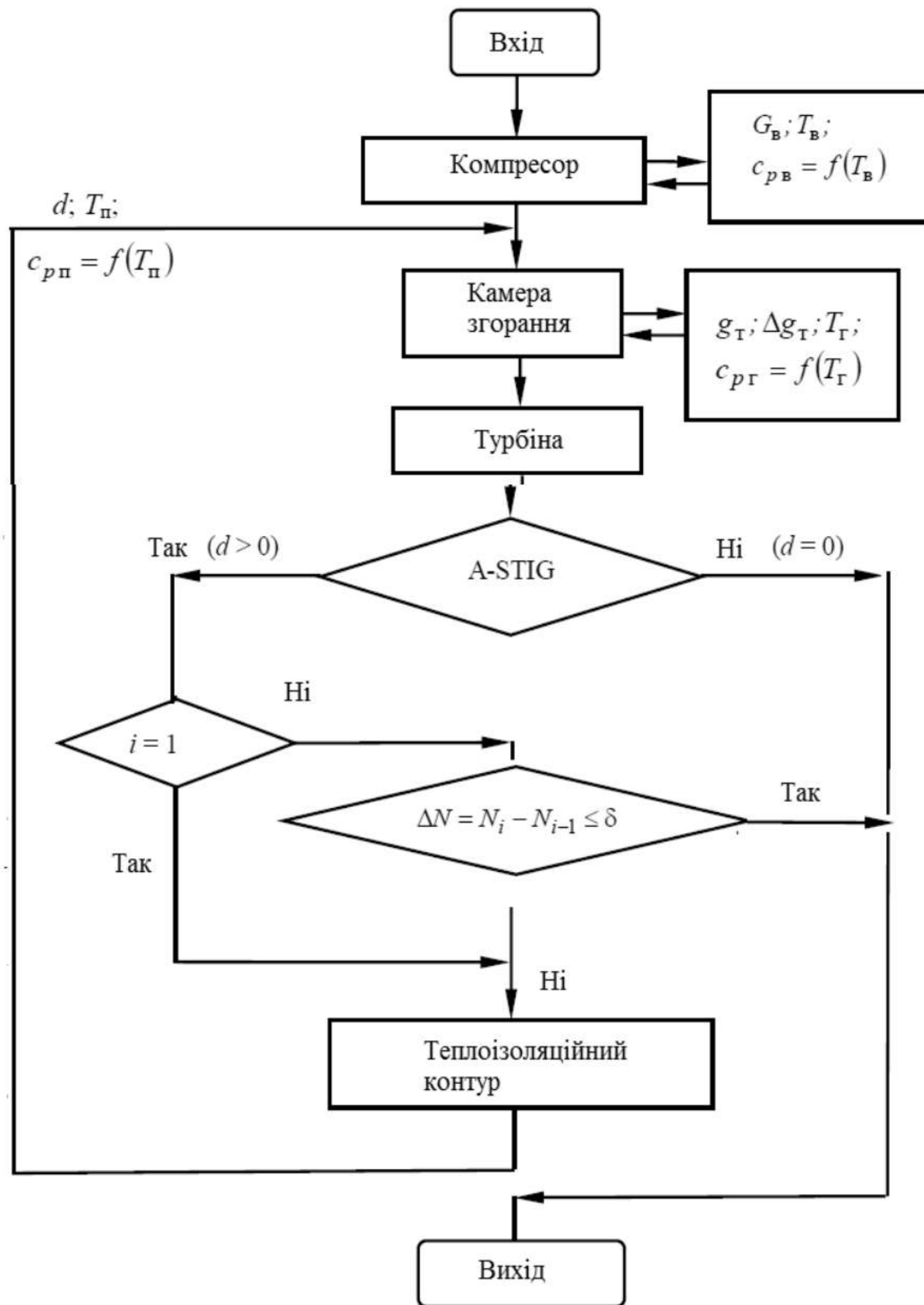


Рис 2.3. Загальна структурна схема алгоритму термогазодинамічного розрахунку ГТУ А-STIG

Згідно алгоритму термогазодинамічного розрахунку ГТУ А-STIG створено програму для математичного моделювання в системі MathCad 15.

Висновки за розділом

1. Визначено основні фактори і параметри, що впливають на поліпшення показників ефективності роботи обладнання газотурбінних установок при реалізації циклу A-STIG.

2. Створено математичну модель термогазодинамічного розрахунку ГТУ.

3. Розроблено алгоритм термогазодинамічного розрахунку ГТУ, що працюють за циклом A-STIG.

4. Згідно алгоритму термогазодинамічного розрахунку ГТУ A-STIG створено програму для математичного моделювання в системі MathCad 15.

5. Проведено дослідження впливу кількості пару, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом A-STIG.

6. Досліджено вплив кількості пару, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом A-STIG.

7. Дослідження показали що в ГТУ A-STIG з двохвальним компресорами і вільною турбіною спостерігається більш велике збільшення потужності N і ефективного ККД, ніж в одновальних ГТУ A-STIG. Це пов'язано з додатковим збільшенням витрати повітря через компресори, оскільки частоти обертання роторів високого та низького тисків зростають разом із збільшенням кількості пари, що впорскується, при законі регулювання $T_{\Gamma} = \text{const}$ і $F_c = \text{const}$.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ГТУ, ЯКА ПРАЦЮЄ ЗА ЦИКЛОМУ A-STIG

3.1. Дослідження впливу кількості пари, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом A-STIG

Вплив кількості палива, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри різних ГТУ A-STIG розглянемо на прикладі установок, розроблених на базі авіаційних одновальних ГТД і ГТД з двохвальним компресорами і вільною турбіною з неконвертованими проточними частинами [6, 7, 8].

На рис. 3.1 показано залежності змін відносних значень потужності Ne і відносного ефективного ККД η одновальної ГТУ A-STIG від зміни відносної витрати пари d , що впорскується в камеру згоряння при регулюванні ГТД за умовами постійного числа обертів $n = \text{const}$, постійної температури $T_r = T_{cm} = \text{const}$ та постійної площі реактивної насадки для впорскування пари $F_c = \text{const}$. Також наведено залежності зміни відносних значень ступеня підвищення тиску в компресорі ε і запасу стійкості компресора ΔK_y .

Видно, що збільшення кількості впорскуваної пари d в камеру згоряння призводить до збільшення відносної потужності одновальної ГТУ A-STIG Ne та її відносного ефективного ККД.

При відносній витрати пари d , що впорскується в камеру згоряння близько 7% потужність установки збільшується приблизно на 35%, а ККД - приблизно на 18%.

Однак, так як число обертів ГТУ A-STIG $n = \text{const}$, то внаслідок збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі ε запас його стійкості ΔK_y знижується приблизно на 30%. Така ситуація вимагає вибору в розрахунковій точці компресора базового ГТУ досить великих запасів газодинамічної стійкості.

У ГТУ A-STIG з двохвальними компресорами (див.рис. 3.2) і вільною турбіною спостерігається більш велике збільшення потужності Ne і ефективного ККД, ніж в одновальних ГТУ A-STIG.

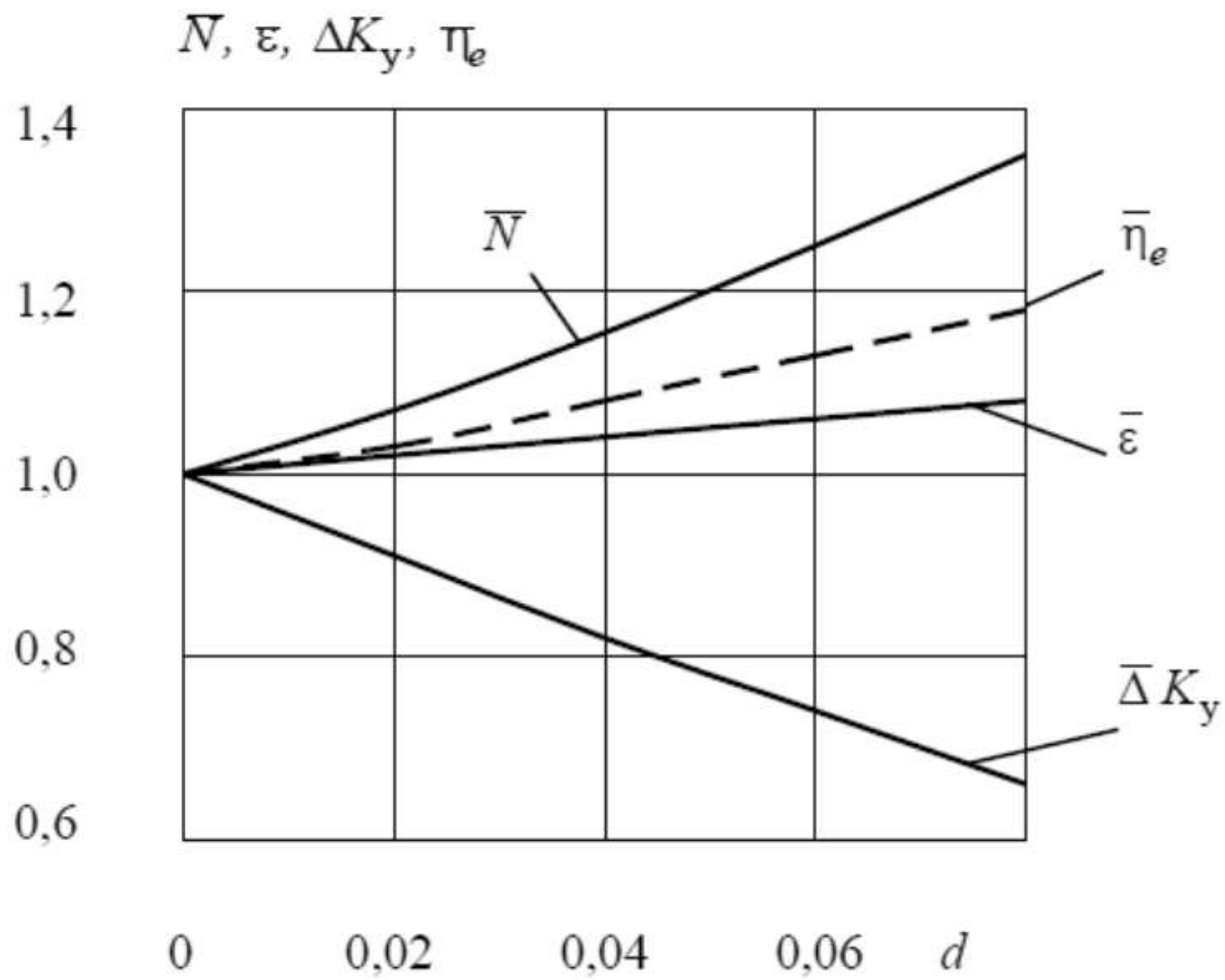


Рис. 3.1. Вплив відносної кількості пари, що впорскується на параметри одновальної ГТУ А-STIG при умові $Ne = \text{const}$, $T\Gamma = \text{const}$, $Fc = \text{const}$

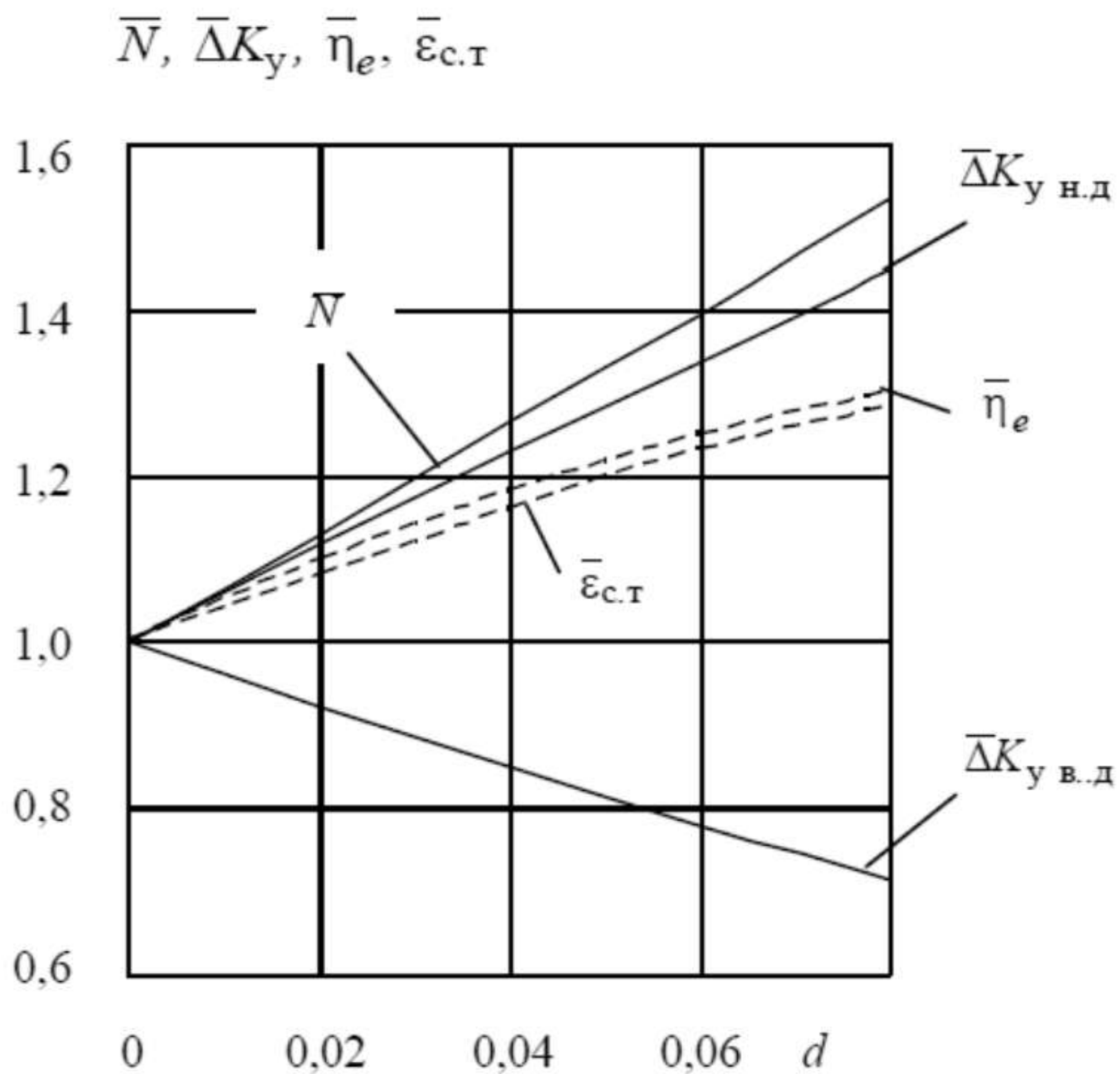


Рис. 3.2. Вплив відносної кількості пари, що впорскується на параметри двохвальної ГТУ А-STIG при умові $T\Gamma = \text{const}$, $Fc = \text{const}$

Це пов'язано з тим, що частота обертання ротора високого тиску та частота обертання низького тиску зростають разом із збільшенням кількості пари, що впорскується, при законі регулювання $T_{\Gamma} = \text{const}$ та $F_c = \text{const}$.

При такому законі регулювання запас стійкості компресора низького тиску $\Delta K_{\text{унт}}$ збільшується, а запас стійкості компресора високого тиску у $\Delta K_{\text{увт}}$ зменшується.

3.2. Параметри та технічні характеристики газотурбінної установки ДГ-90, як базової для дослідження впливу впорскування водяної пари в камеру згоряння

Газотурбінна установка ДГ-90, конструктивна схема якої представлено на рис. 3.3, а технічні характеристики в табл. 3.1, використовується в складі газотурбінних агрегатів призначених для транспортування природного газу на КС [17].

Термодинамічний розрахунок ДГ-90 представлено в Додатку А, а термодинамічний розрахунок ГТУ А-STIG на базі ДГ-90 в Додатку В.

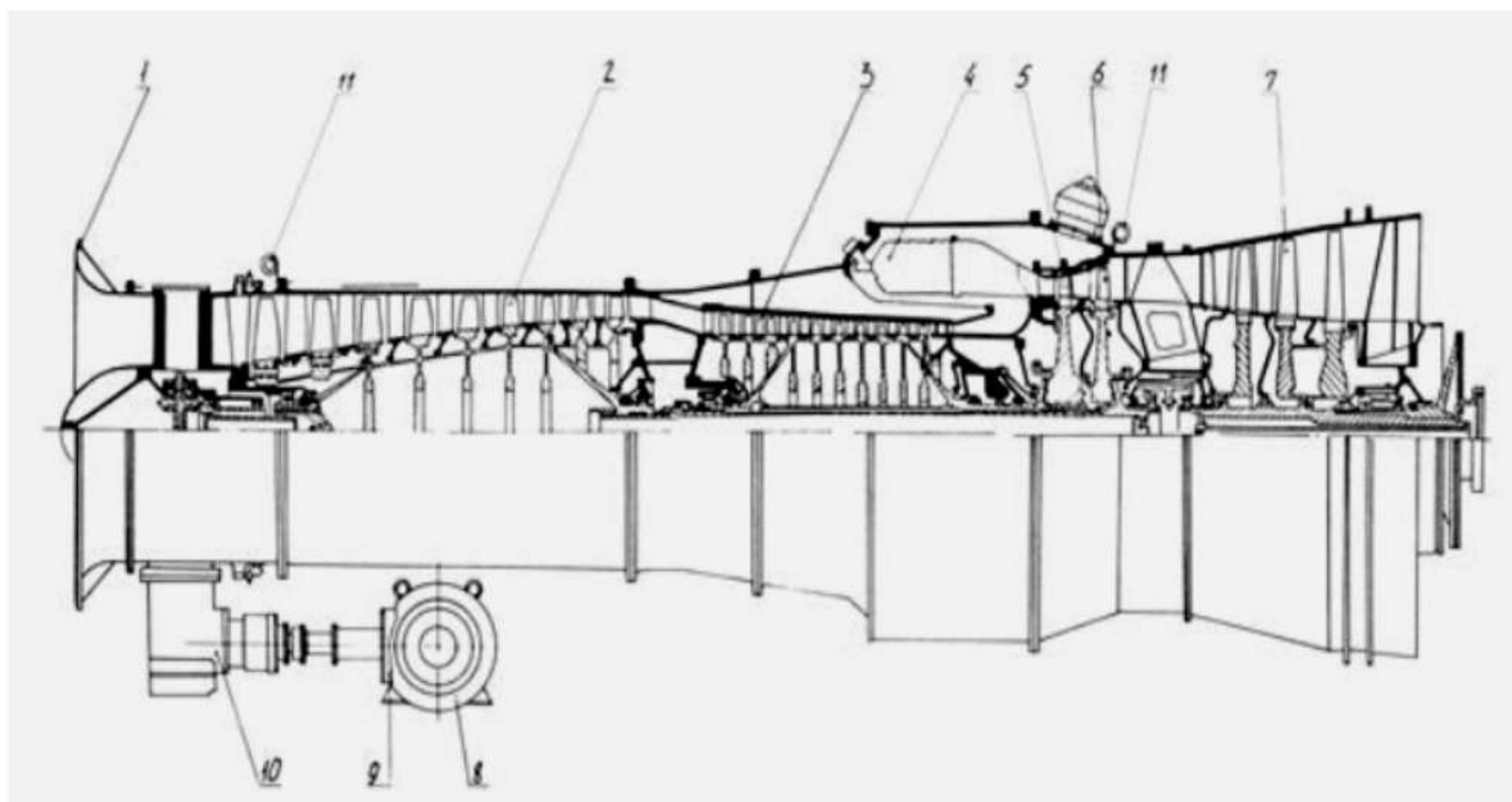


Рис. 3.3. Конструктивна схема газотурбінної установки двигуна ДГ-90:

1 – вхідний пристрій; 2 – компресор низького тиску; 3 – компресор високого тиску; 4 – камера згоряння; 5 – турбіна високого тиску; 6 – турбіна низького тиску; 7 – силова турбіна; 8 – електростартер; 9 – коробка приодів нижня; 10 – коробка приводів виносна

Технічні характеристики ДГ-90

Номінальна потужність при нормальних умовах	МВт	16
Ступінь підвищення тиску в компресорі	-	20
Температура газу перед турбіною	К	1350
Температура газу на зрізі вихлопного патрубку	К	693...713
Номінальна частота обертання вала турбіни нагнітача	об/хв	5300
ККД ГТД в стаціонарних умовах, не менш ніж	%	34
Компресор низького тиску осьовий число ступенів	-	9
Компресор високого тиску осьовий число ступенів	-	10
Кількість жарових труб в трубчасто-кільцевій камері згоряння	-	16
Турбіна високого тиску осьова число ступенів	-	1
Турбіна низького тиску осьова число ступенів	-	1
Турбіна нагнітача-осьова число ступенів	-	3

3.3. Аналіз зміни параметрів робочого процесу в процесі впливу впорскування водяної пари в камеру згоряння

Після проведених розрахунків отримано характер зміни відносних значень основних параметрів ГТУ А-STIG в залежності від зміни відносної витрати пари d за умови постійної ефективної потужності $N = const$.

Цикл А-STIG в ГТУ може бути пов'язаний з підтриманням підвищених значень потужності установки при відносно не високих значеннях температури T_2 . Зниження потужності ГТУ, за рахунок зменшення температури газу перед турбіною, можна компенсувати впорскуванням пари в камеру згоряння, що представлено рис 3.4 у вигляді залежності зміни ККД двигуна η від витрати пари d , при постійній ефективній потужності $N = const$. Відзначимо, що зі збільшенням витрати пари d підвищується ККД двигуна η .

Зниження температури газу перед турбіною за рахунок впорскування пари (див. рис 3.5) призводить не тільки до помітного збільшення ефективного ККД ГТУ η , а й до збільшення ступеня підвищення тиску ε (див. рис 3.6).

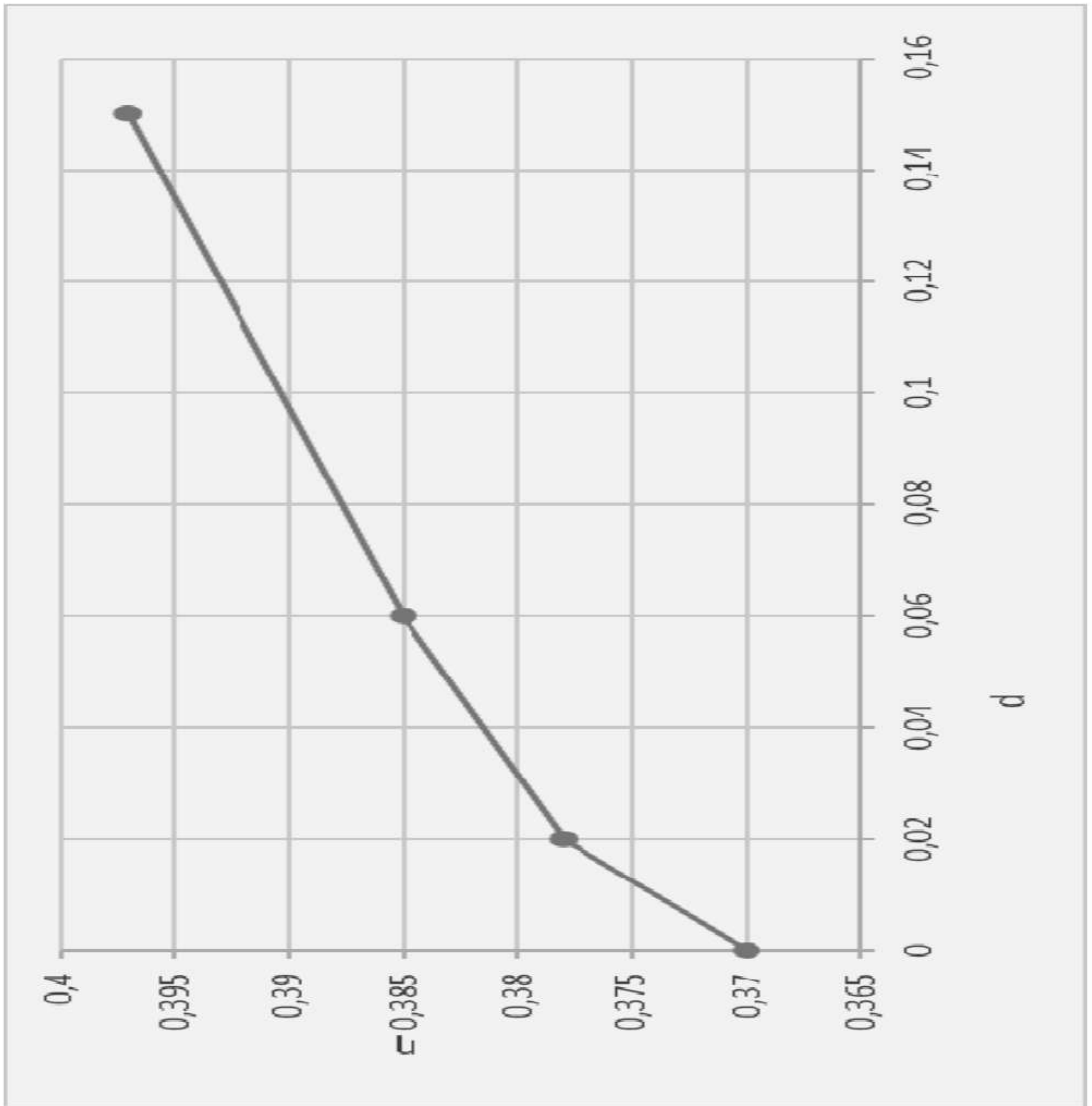


Рис. 3.4. Залежність зміни ККД двигуна η від витрати пари d при постійній ефективній потужності $N = \text{const}$

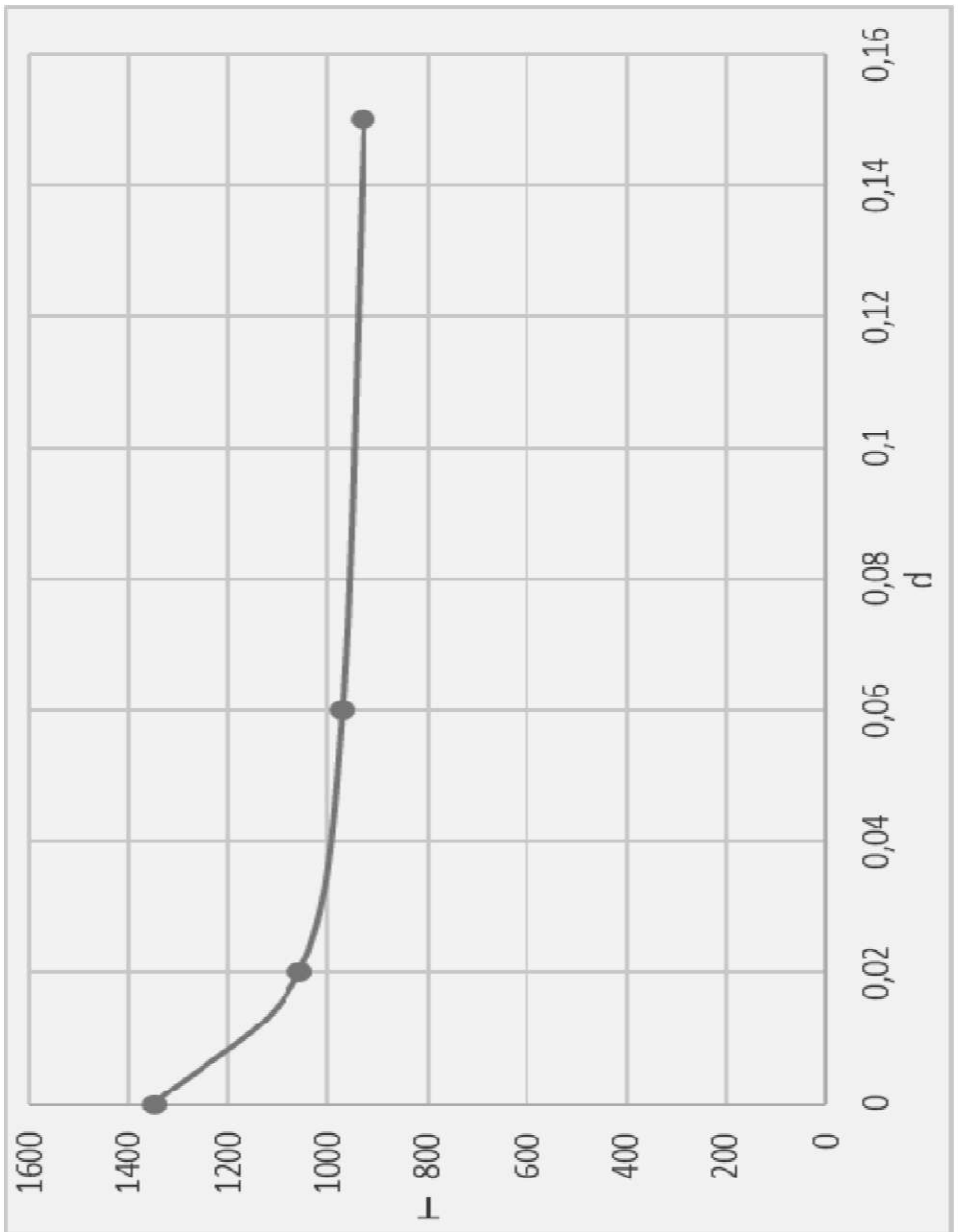


Рис 3.5. Залежність зміни температури газу перед турбіною від кількості впорскування водяної пари в камеру згоряння

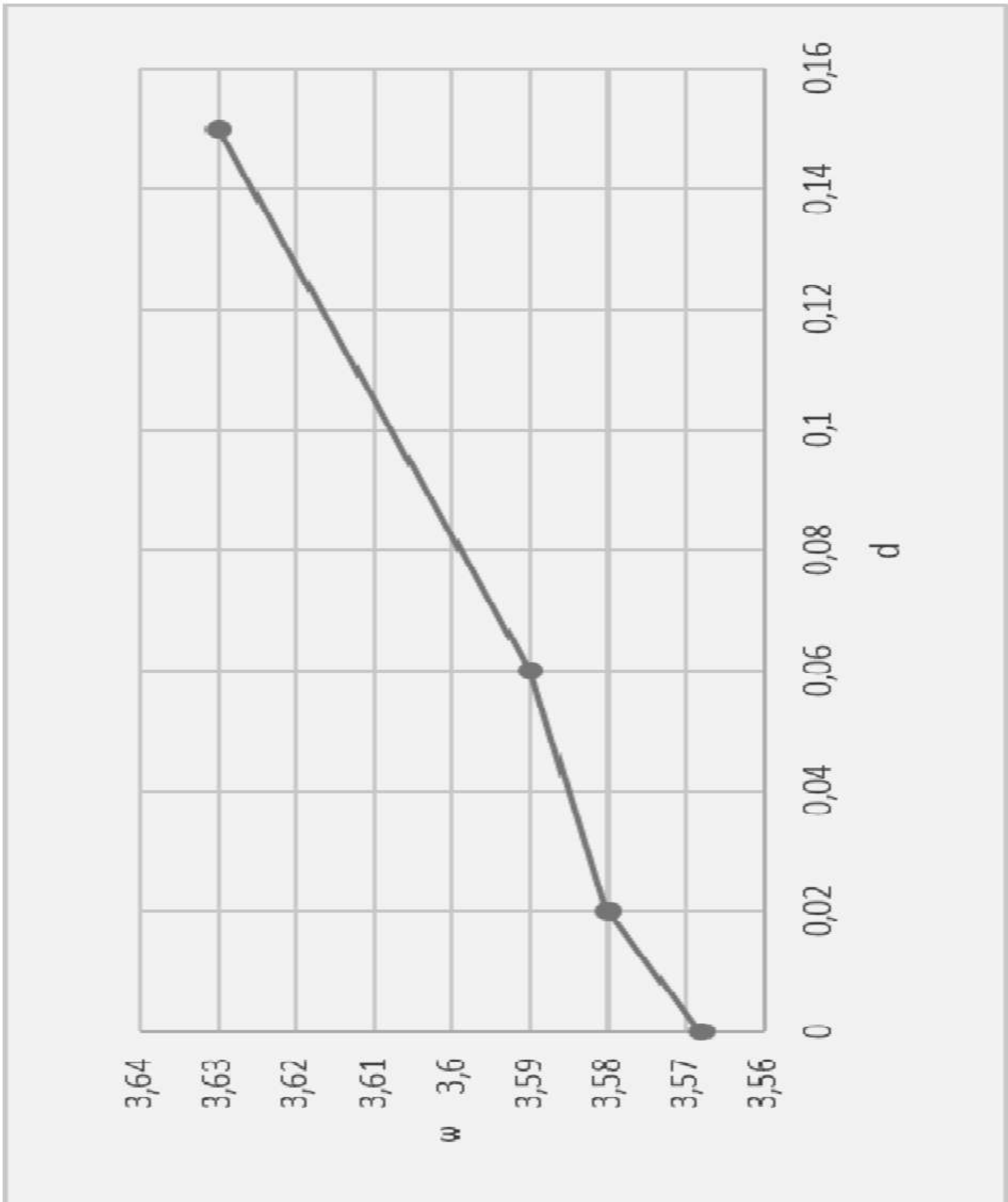


Рис 3.6. Залежність зміни степеня підвищення тиску від кількості впорскування водяної пари в камеру згоряння

Висновки за розділом

1. Проведено дослідження впливу кількості пару, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG.

2. Досліджено вплив кількості пару, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG.

3. Дослідження показали що в ГТУ А-STIG з двохвальним компресорами і вільною турбіною спостерігається більш велике збільшення потужності N і ефективного ККД, ніж в одновальних ГТУ А-STIG. Це пов'язано з додатковим збільшенням витрати повітря через компресори, оскільки частоти обертання роторів високого та низького тисків зростають разом із збільшенням кількості пари, що впорскується, при законі регулювання $T_{г} = \text{const}$ і $F_{с} = \text{const}$.

4. Визначено розрахункові оцінки характеристик двигуна ДГ-90 з впорскуванням в камеру згоряння водяної пари.

5. Було проведено аналіз зміни параметрів робочого процесу.

6. Проведено дослідження впливу кількості пару, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG.

7. Аналіз зміни параметрів робочого процесу показав, що зі збільшенням витрати пару підвищується ККД двигуна, зниження температури температури газу перед турбіною за рахунок впорскування пару призводить не тільки до помітного збільшення ефективного ККД ГТУ, а й до збільшення ступені підвищення тиску.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Шкідливі та небезпечні виробничі фактори при технічному обслуговуванні ГОСТ 12.1.003-74 ССБТ

Під час роботи на виробництві на людину можуть впливати один або ряд небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Безпека того чи іншого технологічного процесу може бути визначена за їх кількістю і за ступенем небезпеки кожного з них окремо. Безпека праці на виробництві визначається ступенем безпеки окремих технологічних процесів.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори стандартом ГОСТ 12.1.003-74 ССБТ діляться на фізичні, хімічні та психофізіологічні. Останні за характером впливу на людину поділяються на фізичні і нервово-психічні перевантаження, а інші - на конкретні небезпечні і шкідливі виробничі фактори.

В процесі роботи на підприємстві на працівника можуть впливати такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- рухомі машини, автотранспорт і механізми;
- рухливі незахищені елементи механізмів, машин і виробничого обладнання;
- падаючі вироби техніки, інструмент і матеріали під час роботи;
- ударна хвиля (вибух судини, що працює під тиском парів рідини);
- струменя газів і рідин, що стікають, з судин і трубопроводів під тиском;
- підвищене ковзання (через обмерзання, зволоження і замаслювання поверхонь, по яких переміщається робочий персонал);
- підвищені запиленість і загазованість повітря;
- підвищена або знижена температура поверхонь техніки, обладнання та матеріалів;
- підвищена або знижена температура, вологість і рухливість повітря;
- підвищений рівень шуму, вібрації, ультра-та інфразвуку;
- підвищена напруга в електричному ланцюзі, замикання якого може відбутися через тіло людини;
- підвищений рівень статичної електрики;

- гострі кромки, задирки і шорсткість на поверхнях обладнання та інструментів;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена пульсація світлового потоку;
- підвищений рівень інфрачервоного випромінювання;
- хімічні речовини (токсичні, дратівливі, канцерогенні);
- хімічні речовини, які проникають в організм через органи дихання, шлунково-кишковий тракт, шкірні покриви і слизові оболонки;
- перевантаження (статичні і динамічні) і нервово-психічні фактори (емоційні перевантаження, перенапруження аналізаторів, розумове перенапруження, монотонність праці)

Рівні небезпечних і шкідливих виробничих факторів не повинні перевищувати гранично значень, встановлених в санітарних нормах, правилах і нормативно-технічній документації [18].

4.2. Організаційний конструктив на технологічному підприємстві по зниженню шкідливих факторів

4.2.1. Основні технічні і організаційні заходи щодо профілактики виробничого травматизму та професійної захворюваності.

Технічні заходи - технічні засоби, що забезпечують безпечні і нешкідливі умови праці і пов'язані з впровадженням нового обладнання, устаткування та приладів безпеки та безпечною експлуатацією засобів виробництва.

Нормативно-методичні заходи:

- використання посібників і рекомендацій, посадових інструкцій;
- розробка нормативно-правової бази з охорони праці на підприємстві;
- забезпечення необхідної нормативно-правової документації функціональних служб, окремих структурних підрозділів і робочих місць;
- забезпечення програм і розробка методик навчання з питань охорони праці;
- перегляд нормативно-правових актів з питань охорони праці підприємства.

Організаційні заходи:

- контроль за технічним станом обладнання, інструментів, будівель і споруд;
- контроль за дотриманням вимог нормативних документів з охорони праці;
- нагляд за обладнанням підвищеної небезпеки;
- організація навчання, перевірка знань з питань охорони праці та інструктажів працівників підприємства;
- контроль за виконанням технологічного процесу відповідно до вимог охорони праці;
- організація належних умов до проїздів і проходів відповідно до вимог охорони праці;
- забезпечення працівників засобами індивідуального та колективного захисту;
- забезпечення відповідними знаками безпеки, плакатами.

Санітарно-гігієнічні заходи:

- контроль за впливом виробничих факторів на здоров'я працівників;
- забезпечення санітарно-побутових умов згідно з діючими нормами;
- атестація робочих місць відповідно до їх нормативним актам з охорони праці;
- планування заходів щодо поліпшення санітарно-гігієнічних умов праці;
- паспортизація санітарно-технічного стану умов праці.

Технічні та організаційні заходи по зменшенню рівня максимально небезпечних та шкідливих виробничих факторів можуть бути досягнуті на етапі розробки даного об'єкту шляхом реалізації наступних нижче перерахованих технічних та організаційних заходів.

При роботі з токсичними речовинами і спеціальними рідинами обов'язкове застосування засобів індивідуального захисту органів дихання і шкіряних покривів.

Підвищена загазованість в приміщенні допоміжних систем установки для перекачування газу усуваються шляхом організації приточно-витяжної вентиляції.

В темний час доби і при недостатньому природному освітленні застосовується штучне освітлення приміщення. Для освітлення важкодоступних місць використовується переносний освітлювальний пристрій.

Для забезпечення мінімально можливого часу знаходження людей в зоні дії небезпечних та шкідливих виробничих факторів застосовується система автоматичного управління і контролю параметрів ГПА в цілому та допоміжних систем зокрема з диспетчерського пункту компресорної станції. Присутність обслуговуючого персоналу необхідне лише під час проведення регламентних робіт та ремонту.

Для виключення ураження електричним струмом під час проведення ТО і Р, обладнання допоміжних систем (ел. двигуни, ел. насоси), повинні бути заземлені.

Правила конструювання електроустановок передбачають в першу чергу застосовувати природне заземлення, в якості якого можуть бути використані прокладені в землі трубопроводи, металічні конструкції і арматура залізобетонних конструкцій будівель і споруд.

Гранично допустимий нормативний опір заземлювача в електроустановках напругою до 1000 В – $R_{\text{н}} = 4 \text{ Ом}$ [18].

4.2.2. Захист від шуму газотурбінних і газоперекачуючих агрегатів.

Газотурбінні газоперекачувальні агрегати відносяться до шумового обладнання. Основними джерелами шуму в ГПА є: вхідний тракт осьового компресора, вихідний тракт турбіни, корпус ГТУ, камера згорання, нагнітач з приєднаними вхідними і вихідними патрубками, повітряні охолоджувачі масла, газу і води, вентилятори, масляні насоси, трубопроводи, рама-маслобак, періодичні викиди робочих середовищ і т. д. Для цих джерел шуму характерний широкополосний (білий) шум. Тональний шум властивий вхідному тракту осьового компресора і в деякій мірі нагнітачу природного газу.

Витоки повітря чи газу через нещільності фланцевих з'єднань створюють високочастотний шум. Вібрація елементів корпусних деталей викликає, як правило, низькочастотний шум. Високочастотний структурний шум краще піддається усуненню при виконанні віброізоляції за допомогою різного виду прокладок або амортизаторів, а також вібродемпфірування. Боротьбу з низькочастотним шумом потрібно вести за рахунок усунення вібрації роторів (опор).

Ефективного зниження широкополосного шуму можна добитись, використовуючи звукопоглинальні та звукоізолювальні матеріали в певних шумоподавлювальних конструкціях.

У всіх випадках, заглушення шуму бажано виконувати близько до джерела його виникнення. Наприклад, в ГТУ значний ефект дає акустична обробка внутрішньої поверхні вхідного патрубку компресора і вихідного патрубку турбіни. Це знижує затрати на шумогасіння пристрою у вхідному і вихідному трактах.

Зниження рівня звукової потужності при русі повітря чи газу по прямому металічному повітроводу круглого чи прямокутного поперечного перерізу площею більше 1 м^2 навіть при відсутності внутрішнього акустичного облицювання, відбувається зниження звукового тиску до 8 дБ, починаючи від частот 125 Гц і нижче.

В плавних поворотах повітроводів (відводах) або прямокутних поворотах з направляючими лопатками зниження шуму менше (до 3 дБ), ніж в прямокутних без лопаток. При різкій зміні поперечного перерізу газоходу відбувається також деяке зниження рівня звукової потужності.

Боротьбу зі структурним шумом здійснюють за допомогою вібродемпфірування. Звичайна листовая резина – яка мало стискується. Тому для зниження вібрації ефективно застосування нормальної і перфорованої резини.

Зниження шуму, який створюється коливанням металічних поверхонь, можна добитись як за допомогою звукоізоляції, так і вібродемпфіруючого облицювання матеріалами з великим внутрішнім тертям.

До вібродемпфіруючих матеріалів можна віднести вібропоглинаючі мастики і совеліт.

Шум, викликаний відцентровим нагнітачем природного газу, як правило має широкий спектр, і його рівень прямо пропорційний напору нагнітача і розходу газу.

На фоні загального вихрового шуму виділяються дискретні складові на частотах, кратних зл.р.к. пс. вихідній пристрій в вигляді безлопаточного дифузору і бокової збірної камери утворює менший рівень шуму, ніж бездифузорний равлик і особливо лопатковий або каналний дифузор.

У випадку лопаткового дифузору, як вказувалось вище, необхідно застосувати великий радіальний зазор між дифузором і робочим колесом, а також не рекомендується вибирати відношення чисел лопаток колеса і дифузора в діапазоні 0,8...1,2. При наявності на вході в робоче колесо нерухомого направляючого апарату, останній не потрібно розташовувати дуже близько біля колеса. Робочі колеса з двоярусними лопатками як правило збільшують рівень загального і тонального шуму на 4...6 дБ.

Шум низької частоти механічного походження відцентрових нагнітачів знижується при ретельному балансуванні, збереженні центровки і покращенні загального вібростану агрегату. Велика товщина стінок корпусу і кришки доречна щодо захисту від аеродинамічного шуму.

Шум нагнітача природного газу помітно знижується при покритті його патрубків, а інколи і корпусу та кришки звукопоглинаючим матеріалом або вібродемпфіруючими мастиками.

Шум теплообмінних апаратів ГПА – повітряних охолоджувачів газу води і масла, регенераторів і утилізаторів тепла – може не проявлятися на загальному шумовому фоні від обладнання КС. При необхідності зниження шуму теплообмінників, треба мати на увазі наступне.

Для боротьби з шумом повітряних охолоджувачів підходять всі міри по зниженню шуму крупних осьових вентиляторів: при проектуванні вибір помірної окружної швидкості, оптимізація числа лопаток робочого колеса,

віддалення перешкод від площин входу і виходу робочого колеса, акустична обробка прилягаючих поверхонь.

Шум масляних насосів ГПА має гідравлічні і механічні складові і викликається, в першу чергу, кавітаційними і вихровими явищами в насосах, а при підшипниках кочення - також співударями їх. Іноді переважає шум вентилятора приводного електродвигуна і його кожуха. Шум механізмів, які обертаються знижується при заміні підшипників кочення підшипниками ковзання.

Для виключення передачі структурного шуму на раму - маслобак при установці на ній насоса повинні бути застосовані амортизуючі прокладки. Кожух вентилятора електродвигуна повинен бути акустично оброблений.

Сильний шум створюють короткочасні скиди повітря через противопомпажні і скидні канали. При виході викидів по трубопроводах в димову трубу, близько до клапанів необхідно розташовувати дисипативні глушители.

Простим заповненням їх можуть служити короткі обрізки (відходи) трубок, що залишаються при збиранні теплообмінних апаратів, стружка від крупних токарних станків і т.д. Заповнювач надійно захищають міцними сітками з двох сторін.

Аналогічні пристрої можна застосувати для заглушення шуму на лінії викиду газу після турбодетандера.

4.2.3. Розрахунок рівня шуму двигуна.

Послідовність розрахунку рівня шуму ведемо згідно методики викладеній в [19]:

Розрахунок рівня шуму, що створює двигун.

$$L_1 = 47,51 \lg U + 7,51 \lg G_2 - 22,5; \quad (4.1)$$

де U – окружна швидкість, м/с; G_2 – розхід газу (продуктивність вузла), кг/с

$$L_1 = 47,51 \cdot \lg 299 + 7,51 \cdot \lg 53 - 22,5 = 108,248 \text{ дБ};$$

Розрахунок рівня шуму, що створює двигун:

$$L_2 = 10 \lg E + 24; \quad (4.2)$$

де E – потужність на валу

$$L_2 = 10 \cdot \lg 16000 + 24 = 66,041 \text{ дБ}$$

Розрахунок рівня шуму, що проникає у відсік вузла двигуна:

Розраховуємо сумарне звукопоглинання A засобів шумозаглушення

$$A = \sum a_k \cdot S_k = a_{\text{зн}} + a_{\text{гл}} \cdot S_{\text{гл}} + a_{\text{зн}} \cdot S_{\text{бк}} , \quad (4.3)$$

де $a_{\text{зн}}$ – коефіцієнт поглинання звуку звукопоглинальних панелей; $a_{\text{гл}}$ – коефіцієнт поглинання звуку глушником шуму; $S_{\text{гл}}$ – площа звукопоглинальних панелей турбоблоку; $S_{\text{бк}}$ – площа звукопоглинальних панелей блока вузла;

$$A = 0,5 \cdot 125 + 0,6 \cdot 15 \cdot 4 + 0,5 \cdot 34 = 115,5$$

Середнє значення коефіцієнта поглинання:

$$A_{\text{ср}} = \sum a_k \cdot S_k / \sum S_k = 115,5 / 300 = 0,385$$

Інертність шуму:

$$a = L_{\text{погл}} / L; \quad (4.4)$$

a – звукопоглинальні засоби даного матеріалу;

$$a = L_{\text{ср}} = 0,385;$$

$L_{\text{погл}}$ – поглинена звукова енергія; L – спадаюча звукова енергія ($L = 120$ дБ)

$$L_{\text{погл}} = L \cdot a = 120 \cdot 0,385 = 46,2 \text{ дБ};$$

$$L_3 = L - L_{\text{погл}} = 120 - 46,2 = 73,8 \text{ дБ};$$

Розрахунок сумарного рівня шуму двигуна.

$$L_{\Sigma} = 10 \lg(10^{0,1 \cdot L_1} + 10^{0,1 \cdot L_2} + 10^{0,1 \cdot L_3}) = 10 \lg(10^{0,1 \cdot 108,248} + 10^{0,1 \cdot 66} + 10^{0,1 \cdot 73}) = 109,758 \text{ дБ}.$$

4.2.4. Зниження рівня шуму.

Головними джерелами шуму на КС є:

- газоперекачувальні агрегати;
- трубопроводи газової обв'язки ГПА;
- системи вентиляції з механічним збудженням;
- насосні установки.
- когенераційні установки.

Для зниження рівня шуму на КС передбачено наступне:

- газотурбінний двигун разом з усім допоміжним обладнанням тепло- і шумоізолюється та розміщується в блок-контейнерах;
- повітрязабірне та газовідвідне обладнання мають системи шумоглушіння, забезпечуючи зниження рівня шуму до санітарних норм;
- продувні свічки нагнітачів виведені за межі КС;
- передбачена противошумова ізоляція трубопроводів газової обв'язки нагнітачів від фланців нагнітачів до входу трубопроводів в землю.

Установка вентиляторів проведена на віброізолювальних основах. З'єднання їх з трубопроводами (повітроводами) здійснено за допомогою еластичних віброізолювальних вставок.

Вибір конструкції повітрязабірних пристроїв, повітророзподільвачів, діаметрів повітровопроводів та інших елементів систем та санітарно-технічних пристроїв проведено з умов допустимих швидкостей повітряних потоків та рівнів звукового тиску.

4.3. Пожежна та вибухова безпека

4.3.1. Попередження та захист від пожежі.

Головними причинами виникнення пожеж на підприємствах є:

- недбале поводження з відкритим вогнем, при електро-, газозварювальних роботах, при роботі з паяльними лампами та іншими джерелами відкритого вогню;
- несправність опалювальних систем, підігрів масла, відстійників і порушення правил їх експлуатації;
- несправність перевантаження або неправильного монтажу електроустановок та мереж, що призводить до підвищеного нагріву або короткого замикання, іскріння;
- несправність обладнання, порушення технології заправки авто-тракторного транспорту, вибух горючих сумішей в повітрі при терті, ударах;
- самозаймання горючих речовин при неправильному зберіганні або через незнання їх пожежної небезпеки;

- розряди статичної та атмосферної електрики в разі неправильного виконання заземлень і блискавковідводів;

- куріння в пожежонебезпечних зонах

Пожежна безпека визначається ГОСТ121004-91 ССБТ "Пожежна безпека Загальні вимоги "

Основним джерелом пожежонебезпеки на ГПА є газотурбінний двигун, який використовує в якості палива природний газ. Крім цього, в блоці двигуна турбоблоку також розташовані небезпечні в пожежному відношенні теплонапружений радіальний дифузор (равлик) та з'єднання двигуна з равликом і кожухом торсіонного валу.

Нагнітач також є джерелом вибухонебезпеки, так як його робоче тіло є природний газ.

Можливі втрати газу, у випадку порушення герметичності стиків або по інших причинах, створюють вибухонебезпечну суміш повітря з газом при концентрації останнього до 15%.

Система автоматичного пожежогасіння розроблена на основі аналізу можливих пожежних ситуацій та забезпечує протипожежний захист відсіків двигуна та нагнітача за рахунок своєчасного виявлення точки загорання і наступного подавлення його шляхом автоматичної подачі вогнегасної речовини (як при роботі агрегату, так і при знаходженні його в резерві або в ремонті).

Подача здійснюється при спрацюванні пожежних датчиків, дистанційно – з сигнально-пускового пожежного приладу, розташованого в операторській або в відсіку автоматики, а також ручкою ручного пуску в відсіці пожежогасіння.

Система пожежогасіння включає в себе агрегатну частину, магіст-ральні трубопроводи або орошувачі з випускними насадками.

Агрегатна частина включає дві батареї БАГЕ–4–1, батарею БАГЕ–2–1, універсальний сигналізатор тиску кожного відсіку та електроконтактні манометри, розташовані в ізолюваному відсіку з незагоральними стінками та перекриттям з межою вогнестійкості 0,75.

Через малі розміри відсіку пожежогасіння, батареї блоків встановлені на тачці, щоб забезпечити необхідні проходи для встановлення та демонтажу балонів.

При роботі системи в автоматичному режимі сигнал про пожежу у відсіку поступає від датчиків на сигнально-пусковий пожежний прилад, який видає імпульс на підрив піропатронів головки електропуску секції основного заряду батарей та в систему автоматичного керування для аварійної зупинки агрегату.

Через головки-затвори, вскриті тросом головки електропуску, вогнегасна речовина (хладон) потрапляє з балонів у трубопровід та через зворотній клапан в зрошувач з насадками.

При роботі агрегату імпульс на підрив піропатронів батареї відсіку двигуна видається з затримкою 15...20 с. Це обумовлено тим, що відсік двигуна забезпечений витяжкою примусової вентиляції і щоб виключити викид вогнегасної речовини в вихлопну шахту за рахунок ежекції, необхідно, насамперед, відключити вентилятори.

При дистанційному включенні системи натисненням кнопки у відсіці автоматики або на сигнально-пусковому пожежному приладі, видається імпульс в систему автоматизованого керування на аварійну зупинку привідного двигуна та на підрив піропатронів головки електропуску секції резервного заряду.

При поступленні вогнегасної речовини в трубопровід спрацьовує сигналізатор, який видає контрольний сигнал на сигнально-пусковий пожежний прилад. По електроконтактних манометрах виконується дистанційне керування тиску в кожному з балонів.

При виникненні пожежі у відсіку нагнітача команда на викид хладону подається миттєво [19].

Основні технічні дані системи пожежогасіння приведені в таблиці.

Основні дані систем пожежогасіння

Кількість балонів, в шт.	10
з них:	
робочі	5
резервні	5
Повний заряд хладону 114В2, кг	560
з них:	
робочі	280
резервні	280
Тиск в балонах при $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, кгс/см ²	125

Типи вогнегасників [20]

Вогнегасники розрізняють за способом спрацьовування:

- автоматичні — стаціонарно монтуються в місцях можливого виникнення вогню.
- ручні (приводяться в дію людиною) — розташовуються на спеціально оформлених місцях.

У залежності від акумуляторної вогнегасної речовини вогнегасники поділяються на п'ять видів:

- вуглекислотні (ВВ-5, ВВ-8),
- повітряно-пінні (ВХПП-10),
- порошкові (ВП-10),

За обсягом корпусу:

- ручні малолітражні з обсягом корпусу до 5 л;
- промислові ручні з обсягом корпусу від 5 до 10 л;
- стаціонарні й пересувні з обсягом корпусу понад 10 л.

За способом подачі вогнегасного складу:

- під тиском газів, що утворюються в результаті хімічної реакції компонентів заряду;

- під тиском газів, що подаються зі спеціального балончика, розміщеного в корпусі вогнегасника;

- під тиском газів, закачаних у корпус вогнегасника;
- під власним тиском вогнегасного засобу.

По виду пускових обладнань:

- з вентильним затвором;
- із запірно-пусковим обладнанням пістолетного типу;
- з пуском від постійного джерела тиску.

Вогнегасники пінні.

Призначені для гасіння пожеж вогнегасними пінами: хімічної або повітряно-механічної.

Хімічну піну одержують із водних розчинів кислот і лугів, повітряно-механічну утворюють із водних розчинів і піноутворювальних речовин потоками робочого газу: повітря, азоту або вуглекислого газу.

Хімічна піна складається з 80% вуглекислого газу, 19,7% води й 0,3% піноутворювальної речовини, повітряно-механічна — приблизно з 90% повітря, 9,8% води й 0,2% піноутворювачів.

Пінні вогнегасники застосовують для гасіння піною загорянь, що починаються, майже всіх твердих речовин, а також горючих і деяких легкозаймистих рідин на площі не більш 1 м².

Гасити піною електричні установки, що загорілися, і електромережі, що перебувають під напругою, не можна, тому що вона є провідником електричного струму.

Крім того, пінні вогнегасники не можна застосовувати при гасінні лужних металів натрію й калію, тому що вони, взаємодіючи з водою, що перебуває в піні, виділяють водень, який підсилює горіння, а також при гасінні спиртів, тому що вони поглинають воду, розчиняючись у ній, і при влученні на них піна швидко руйнується.

Сучасні пінні вогнегасники використовують у якості газотвірного реагенту азид натрію, який легко розкладає з виділенням великої кількості азоту.

До недоліків пінних вогнегасників ставиться вузький температурний діапазон застосування (5...45°C), висока корозійна активність заряду, можливість ушкодження об'єкта гасіння, необхідність щорічного перезарядження.

Вогнегасники порошкові

Порошкові вогнегасники діляться на:

- вогнегасники з порошком загального призначення, яким можна гасити пожежі класів А, В, С, Е;
- вогнегасники з порошком загального призначення, яким можна гасити пожежі класів В, С, Е.

Є найбільш універсальним по області застосування й по робочому діапазоні температур (особливо із зарядом типу АВСЕ), якими можна успішно гасити майже всі класи пожеж, у тому числі й електроустаткування, що перебуває під напругою 1000 В.

Вогнегасники не призначені для гасіння загорянь лужних і лужноземельних металів й інших матеріалів, горіння яких може відбуватися без доступу повітря.

Вогнегасники газові.

До їхнього числа відносяться вуглекислотні, у яких у якості вогнегасної речовини застосовують зріджений діоксид вуглецю (вуглекислоту), а також аерозольні й вуглекислотно-брометилові, зарядом у яких слугує галойодовані вуглеводні, при подачі яких у зону горіння гасіння настає при відносно високій концентрації кисню (14...18%).

Вуглекислотні вогнегасники випускаються як ручні, так і пересувні. Ручні вогнегасники однакові по пристрої й складаються зі сталевого високоміцного балона, у горловину якого вкручене запірно-пусковий пристрій вентильного або пістолетного типу, сифонної трубки, що служить для подачі вуглекислоти з балона до запірно-пускового пристрою, і раструба.

Для приведення в дію вуглекислотного вогнегасника необхідно направити раструб на вогнище пожежі й відвернути до відмови маховичок або натиснути на важіль запірно-пускового пристрою.

При переході вуглекислоти з рідкого стану в газоподібне відбувається збільшення її обсягу в 400...500 разів, супроводжуване різким охолодженням до температури -72°C і частковою кристалізацією; щоб уникнути обмороження рук не можна доторкатися до металевого розтруба.

Ефект полум'ягасіння досягається подвійно: зниженням температури вогнища загоряння нижче крапки запалення, і витисненням кисню із зони горіння негорючим вуглекислим газом.

4.3.2. Попередження та захист від вибухів.

Вибухобезпека — це стан виробничого процесу, при якому виключається можливість вибуху або в разі його виникнення запобігається вплив на людей небезпечних і шкідливих факторів, спричинених ним, і забезпечується збереження матеріальних цінностей.

Вибух — це швидке екзотермічне хімічне перетворення вибухонебезпечного середовища, що супроводжується виділенням енергії і утворенням стислих газів, здатних виконувати роботу.

Виникнення вибуху (можливість) горючої суміші багато в чому залежить від потужності електричного розряду (іскри) Для кожної горючої суміші при певних умовах існує мінімальна енергія запалювання Цю енергію повинен надати горючої суміші електричний розряд або інше джерело тепла.

Коли вище потужність іскри, тоді впевненіше відбуваються горіння і вибух, ширше стає діапазон вибуху Однак розширення його діапазону зі збільшенням потужності іскри не безмежно може призвести до вибуху горючої суміші зростає, якщо збільшується тривалість іскрового розряду.

Вибухонебезпечне середовище - це хімічно активне середовище, що знаходиться при таких умовах, коли може виникнути вибух.

Небезпека вибуху характеризується наступними основними факторами:

- максимальним тиском і температурою вибуху;
- швидкістю наростання тиску при вибуху;
- тиском у фронті ударної хвилі;
- дрібно і фугасними властивостями вибухо-небезпечного середовища.

До небезпечних і шкідливих факторів, які можуть впливати на працюючих в результаті вибуху, відносяться:

- ударна хвиля, на фронті якої тиск перевищує допустиме значення; полум'я;
- конструкції, які обвалюються, щогл заземлення приймачів, прокладених на висоті трубопроводів, будівель і їх частин.

Вибух ініціюється такими джерелами:

- відкритим полум'ям;
- розпеченими частками, палаючі або вилітають з вихлопних труб двигунів внутрішнього згорання, незахищених іскрогася чимось пристроєм;
- розрядами статичної та атмосферної електрики;
- іскрою, яка виникає при замиканні електричних ланцюгів насосних станцій та освітлювального обладнання;
- електричною дугою при включенні і виключенні електродвигунів і освітлення;
- тепловими проявами хімічних реакцій і механічних впливів;
- іскрами від ударів і тертя;
- ударною хвилею. [20].

4.4. Інструкція оператора магістральних газопроводів 4-го розряду

4.4.1. Загальні положення.

Посада "Оператор магістральних газопроводів 4-го розряду" відноситься до категорії "Робітники".

Кваліфікаційні вимоги - повна загальна середня освіта. Професійно-технічна освіта. Стаж роботи за спорідненою професією 3 розряду не менше 1 року. Повинен мати допуск III групи з електробезпеки.

Оператор магістральних газопроводів 4-го розряду знає та застосовує у діяльності:

- трасу магістрального газопроводу, який обслуговується, та розташування об'єктів і споруд на трасі;
- будову і порядок експлуатації КС і ГРС, основні поняття технологічного процесу транспортування газу;
- способи визначення і усунення несправностей в роботі газопроводів;

- інструкцію з охорони праці по професії та видах робіт;
- правила відгородження місць аварій на газопроводі.

Оператор магістральних газопроводів 4-го розряду призначається на посаду та звільняється з посади наказом по організації.

Оператор магістральних газопроводів 4-го розряду керує роботою.

Оператор магістральних газопроводів 4-го розряду під час відсутності, заміщається особою, призначеною в установленому порядку, яка набуває відповідних прав і несе відповідальність за належне виконання покладених на нього обов'язків.

4.4.2. Характеристика робіт, завдання та посадові обов'язки.

Здійснює контроль за надійною та економічною роботою газопроводів, компресорних станцій (КС), газорозподільчих станцій (ГРС) в межах свого району.

Здійснює ведення добових відомостей, відомостей з обходу траси газопроводів лінійними обхідниками, відомостей про роботу установок електрохімзахисту; з'ясовує причини і терміни змін режимів роботи газопроводів, КС і ГРС.

Приймає оперативні дані про роботу газопроводів ГРС і КРП та передає розпорядження чергового диспетчера.

Знає, розуміє і застосовує діючі нормативні документи, що стосуються його діяльності.

Знає і виконує вимоги нормативних актів про охорону праці та навколишнього середовища, дотримується норм, методів і прийомів безпечного виконання робіт.

Висновки за розділом

1. Проведено аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів при технічному обслуговуванні ГОСТ 12.1.003-74 ССБТ.
2. Проведено розрахунок рівня шуму.
3. Проведено аналіз пожежної та вибухової безпеки, а саме: попередження та захист від пожежі, попередження та захист від вибухів.
4. Наведена Інструкція оператора магістральних газопроводів 4-го розряду

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Теплові двигуни та їх вплив на екологію

Втручання людини у тендітну рівновагу природи - розвиток техніки і промисловості - може нанести непоправну шкоду оточуючому нас прекрасному довкіллю. Однак, сьогодні існують ефективні методи боротьби проти всіх форм забруднення природи, які буде розглянуто далі. Але, насамперед, пропонуємо опис того негативного впливу, що спричиняється використанням людиною теплових двигунів.

Для спалювання палива в теплових машинах витрачається велика кількість кисню. На згоряння різноманітного палива витрачається від 15% до 30% кисню, який виробляється зеленими рослинами. Теплові машини викидають в атмосферу еквівалентні кількості оксиду карбону (CO_2). Згоряння палива в топках промислових підприємств і теплових електростанцій майже ніколи не буває повним, тому відбувається забруднення повітря золою, пластівцями сажі. Енергетичні установки викидають в атмосферу щорічно 230-290 млн. м. куб. Золи і близько 60 млн. м. куб. оксиду сірки (SO_2). Окрім того, при спалюванні нафти, вугілля, газу в повітря щорічно викидається: 400 млн. т оксиду вуглецю; 250 млн. т сполук хлору, фтору, найтоншого пилу, аерозолів; метали: свинець, ртуть, ванадій, нікель, радіоактивні елементи. 70 млн. т сполук свинцю.

Продукти неповного згоряння, що потрапили в атмосферу, вступають у хімічні реакції з водяними парами повітря і у вигляді мікроскопічних крапельок розчинів кислот переносяться на сотні і тисячі кілометрів. На поверхню Землі випадають так звані кислотні дощі. Звичайна дощова вода повинна мати рН - 5,6...5,7. Але вже десятки років з причин забруднення атмосфери над Північною Америкою і Європою випадають дощі з вмістом кислоти в десятки, сотні і навіть у тисячі разів більше. За вмістом кислотні дощі іноді відповідають оцту.

У ході еволюції живі організми пристосувалися до фізичного й хімічного середовища і можуть існувати тільки в певному інтервалі рН. Зміна рН викликає біологічну перебудову водних систем. Коли рН знижується до 6,5...6,0

гинуть завитки і молюски. При рН - 6,0...5,0 гинуть найбільш чутливі планктонні організми, деякі види риби.

Кислотні дощі завдають величезної шкоди не тільки водоймищам, а й ґрунтам, лісам. Вони негативно впливають на рослинний та тваринний світ, прискорюють корозію металів, руйнують будівлі з мармуру та вапняку, окислюють ґрунти та водойми. У Німеччині кількість лісів, уражених кислотними дощами, досягла 40 відсотків, а місцями навіть 70 відсотків.

Речовини, які забруднюють атмосферу, особливо вуглекислий газ, накопичуються в атмосфері, значно збільшуючи тепло сонячного випромінювання. Таке протиприродне підвищення температури може призвести до серйозних кліматичних змін, таких як танення льодовиків, значне підвищення рівня води у Світовому океані, підвищення його температури.

Яскравим прикладом згубного впливу підвищення температури води у Світовому океані на живі організми може бути такий науковий факт. По всій Землі коралові рифи стали раптом "вибілюватись", оскільки потепління океанської води завдало незвичного стресу тендітним організмам, що в нормальних умовах живуть в оболонці корала і надають рифу його природне забарвлення. Оскільки ці організми, прозвані "зукс", покидають мембрану корала, сам корал стає прозорим і дозволяє просвічуватись білому вапняковому скелету - звідси його "вибілений" вигляд. Раніше "вибілювання" фактично завжди було випадковим і тимчасовим явищем, але за останні кілька років учені були вражені раптовим і повсюдним поширенням випадків "вибілювання" по всьому світу, внаслідок чого щораз більше коралових рифів так і не відновлюються.

Рівень вуглекислого газу продовжує підвищуватись, а разом з цим підвищується і температура. Вчені прогнозують, що глобальне потепління підніме температуру в полярних регіонах значно вище, ніж деінде. З потеплінням полярного повітря крига тут тоншатиме, а оскільки полярна шапка матиме чи не вирішальний вплив на погоду в глобальному масштабі, наслідки її танення можуть бути згубними. Одна команда американських вчених доповіла про кардинальні зміни в характері розподілу льоду в Арктиці, а інша зробила

поки що неостаточне твердження, що в цілому північна полярна шапка лише за останнє десятиліття потоншала на 2%.

Глобальне потепління - це також стратегічна загроза. Концентрація вуглекислого газу та інших теплопоглинаючих молекул, що значною мірою потрапляють у оточуюче середовище через використання теплових двигунів, з часу Другої світової війни зросла майже на 25% і створила всесвітню загрозу здатності Землі регулювати кількість сонячного тепла, що утримується в атмосфері. Таке збільшення тепла серйозно загрожує рівновазі глобального клімату, що визначає режим вітрів, кількість опадів, поверхневі температури, океанські течії та рівень моря. А це, у свою чергу, визначає розподіл рослинного та тваринного світів на землі та в морі та справляє суттєвий вплив на розміщення і структуру людських суспільств.

Дві найвідоміші кризи - глобальне потепління та зменшення озонового шару в стратосфері - підсилюють одна одну і так чи інакше пов'язані з використанням теплових двигунів та фреону. Глобальне потепління призводить до збільшення кількості водяної пари в атмосфері і поглинання нижньою її частиною інфрачервоних променів, яке у протилежному випадку випромінювалося б назад у космос, пройшовши через стратосферу. У наслідок цього стратосфера охолоджується, тоді як нижня частина атмосфери нагрівається. Холодніша стратосфера з більшою кількістю водяної пари означає більшу кількість кристаликів льоду в озоновому шарі, особливо у полярних регіонах, де хлорфторвуглеці змішуються з озоном у присутності льоду і таким чином швидко зменшують концентрацію озону. Що тонший озоновий шар то більше ультрафіолетові промені бомбардують поверхню Землі й усі організми, що живуть на ній. Ультрафіолетове випромінювання вражає рослини, які в нормальних умовах поглинають велику кількість CO₂ завдяки фотосинтезу, і, схоже, серйозно руйнує їхню здатність до цього.

Внаслідок величезного накопичення газу метану в атмосфері над великими містами з'являються "фосфоресцентні хмари". Метан ще називають природним газом; він виділяється із сміттязвалищ, вугільних копалень, внаслідок неповного згоряння вугілля та від інших різноманітних видів

людської діяльності. Навіть якщо фосфоресцентні хмари спостерігалися і раніше, уся ця надлишкова кількість метану несе велику кількість водяної пари у верхні шари атмосфери, де вона конденсується на значно більшій висоті та утворює все більше хмар. При цьому ми знову ж таки збільшуємо загрозу глобального потепління, оскільки метан - один з парникових газів, що накопичуються найшвидше, третій після вуглекислого газу та водяної пари у загальному об'ємі газів, що змінюють хімічний склад атмосфери.

Збільшення кількості хлору в атмосфері на 600 % за останні сорок років мало місце не лише у країнах виробників хлорфторвуглеців, але також у повітрі над кожною країною, над Антарктикою, над Північним полюсом і Тихим океаном. Зростання концентрації хлору підриває глобальний процес, яким Земля регулює кількість сонячного ультрафіолетового випромінювання, що може пройти різь атмосферу до поверхні. Якщо дозволити концентрації хлору і далі зростати, то дози випромінювання також підвищуватимуться - до межі, коло всі рослини і тварини опиняться перед новою загрозою вимирання.

Хоча й інші хімічні речовини зробили свій внесок у кризу, що пов'язана із виснаженням озону, все ж основна шкода завдана хлорфторвуглецями. Той факт, що хлорфторвуглеці вже встигли завдати масштабного удару глобальній атмосфері, хоча виробляються менше між 60 років, має спонукати людство замислитися на тим, скільки хімічних сполук з-поміж тих двадцяти тисяч, які щороку винаходяться у світі, можуть, за умов їх масового виробництва. Спричинити інші суттєві зміни у довкіллі. Дуже мало з них перед застосуванням всебічно випробують на предмет їх впливу на довкілля.

5.2. Вплив роботи компресорних станцій на довкілля

На даний час в Україні, незважаючи на економічні труднощі, розробляють і впроваджують прогресивні суднові й авіаційні газотурбінні двигуни, а на їх основі створюють ГПА з передовим рівнем основних експлуатаційних показників енергетичної ефективності, надійності, екології.

Робота компресорних станцій по перекачці природного газу вимагає серйозного відношення до охорони навколишнього середовища.

Газоперекачувальні агрегати, що встановлені на компресорних станціях працюють по декілька тисяч годин без зупинки і в якості палива використовують природний газ. Тому необхідно приділяти постійну увагу екологічному забезпеченню при транспорті газу.

Аналіз даних із викидів компресорних станції в атмосферу свідчить, що найбільшу частку забруднювальних речовин дають продукти згорання природного газу: оксид вуглецю – понад 13%, оксиди і діоксиди азоту ~15%.

Окрім того, річні викиди природного газу складають до 70%.

Із загальної кількості викидів природного газу на КС, майже 85% припадає на технологічні викиди під час запусків і зупинок ГПА, продування пиловловлювачів, до 10% пов'язано з різного роду витікання газу через свищі і нещільності запірнорегулювальної арматури і до 5% втрат газу пов'язані з проведенням різного виду ремонтних робіт, ліквідацій аварійних ситуацій та ін. Викиди газу мають, в основному, періодичний характер.

Лінійна ж частина газопроводу може бути джерелом викиду, насамперед природного газу, який складається в основному з метану, азоту, парів важких вуглеводнів та ін.

Причому пара важких вуглеводнів газового конденсату, що викидається з природним газом в атмосферу, є шкідливою речовиною, а природний газ діє як задушлива, наркотична речовина.

Окрім того, температура викидних газів ГПА, що експлуатуються на КС, знаходиться в межах 250...530°C, що й визначає високий залишковий тепловий потенціал [21].

Основним шляхом боротьби з тепловим забрудненням навколишнього середовища є впровадження заходів і обладнання за найповнішим корисним використанням хімічної енергії пального. Розгляньмо кілька напрямків:

1. Перше і найрадикальніше – це створення і впровадження ГПА простого циклу з високим ефективним ККД, що насамперед залежить від

створення жаростійких матеріалів з високою робочою температурою для камер згоряння і турбін, розроблення і впровадження нових систем охолодження лопаток турбін.

2. Розроблення і впровадження бінарного і монарного парогазового устаткування (ПГУ). Прикладом монарного ПГУ є ГПА типу «Водолій» з низькою температурою викидних газів навиході, конденсацією водяної пари і високим ефективним ККД.

3. Утилізація і використання остаточного теплового потенціалу викидних газів ГПА (ВЕР) у першу чергу на технологічні потреби станції.

Як відомо, основним напрямком перспективного розвитку газової промисловості є енергозбереження, яке базується на впровадженні енергетично, екологічно й економічно ефективних технологій і нової техніки.

На даний час розроблено програму науково-технічного прогресу газової промисловості України до 2030 р., яка містить повний комплекс енергетично, екологічно й економічно ефективних заходів, нових технологій і обладнання для транспортування газу.

Загалом у галузі визначили і частково реалізують на практиці такі основні шляхи енергозбереження, як: заміна морально і фізично застарілих ГПА на агрегати з покращеними енергетичними і екологічними характеристиками; утилізація теплових вторинних енергоресурсів

(ВЕР) на КС з газотурбінними ГПА; утилізація паливних ВЕР КС під час продування пиловловлювачів, запуску, зупинки ГПА та ін.; утилізація надлишкового тиску природного газу на КС, газорозподільних станціях (ГРС), газорегуляторних пунктах (ГРП) крупних споживачів газу та ін.

На даний час в Україні, незважаючи на економічні труднощі, розробляють і впроваджують прогресивні суднові й авіаційні газотурбінні двигуни, а на їх основі створюють ГПА з передовим рівнем основних експлуатаційних показників енергетичної ефективності, надійності, екології.

Негативний вплив на навколишнє середовище в ході роботи ГПА на КС здійснює шумове забруднення.

Необхідність зменшення шумового забруднення особливо зростає в процесі експлуатації нового покоління газотурбінних ГПА через зростання швидкості газів у проточній частині турбомашин, різку зміну швидкостей, зростання тиску і температури у газовому тракті приводного двигуна разом зі зменшенням його металоемності (особливо авіаційних і суднових приводів).

Діяльність КС здійснює такий негативний вплив на навколишнє середовище як:

- викиди шкідливих речовин в атмосферу приводом ГПА;
- стоки з території КС (площадок ГПА, площадок ремонту й обслуговування приводів), що містять нафтопродукти, хімічно шкідливі склади, мінеральні масла.
- високий та тривалий рівень шуму в зоні КС;
- високочастотні коливання вузлів ГПА;
- витоки газу через з'єднання газопроводів і газоходів;
- загоряння газу чи використуваних нафтопродуктів, тощо.

5.3. Вплив природного газу та продуктів його горіння на організм людини

Природний та зріджений газ на організм людини токсично не діють, бо вони погано розчиняються у крові, але, змішуючись із повітрям, значно зменшують вміст кисню в ньому.

Людина, перебуваючи в такому приміщенні, відчуватиме кисневе голодування, а при значних концентраціях газу в повітрі може померти від задухи. Крім того, кисневе голодування може настати під час роботи газових приладів, якщо не надходить необхідна кількість повітря.

При неповному згорянні газів, тобто коли не вистачає кисню, виділяється оксид вуг-лецю — CO (чадний газ), який не має ні кольору, ні запаху, але характеризується високою токсичністю.

Природний газ створює задушливу дію на організм людини. Із газових компонентів природних і нафтових газів особливо токсичним є сірководень, його запах відчувається при вмісті в повітрі 0,0014...0,0023 мг/л [22].

Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин $мг/м^3$

Гази	В атмосферному повітрі	У воді водоймищ
Етилен	3	0,5
Бутилен	3	0,2
n-Бутан	200	-
ізо-Пентан	100	-

Сірководень — отрута, що викликає параліч органів дихання й серця. Концентрація сірководню 0,06 мг/л викликає головний біль. При концентраціях 1 мг/л і вище настають гостре отруєння і смерть.

Гранично допустима концентрація сірководню в робочій зоні виробничих приміщень — 0,01 мг/л, а в присутності вуглеводнів C1-C5 — 0,003 мг/л.

Характер дії на організм людини вуглекислого газу — наркотичний, при високих концентраціях викликає швидку задуху через нестачу кисню. Вміст 4...5% вуглекислого газу в повітрі призводить до запаморочення голови, підвищує кров'яний тиск. Вдихання високих концентрацій вуглекислого газу (20 %) спричиняє зупинку дихання і смерть.

5.4. Заходи екологічної безпеки при роботі компресорних станцій

З метою зменшення негативного впливу діяльності КС на навколишнє середовище розроблені наступні заходи [22]:

- в якості палива для приводу ГПА використовується компримований газ, що зменшує шкідливі викиди в атмосферу;
- на КС передбачені резервуари для збору відпрацьованих масел, конденсату та інших технічних рідин;
- передбачені піддони для попередження витоків шкідливих речовин до надер землі;
- для зменшення рівня шуму від роботи ГПА їх монтують до блоків, стінки яких виконані із матеріалу, що частково поглинає шум;

- також для зменшення рівня шуму по периметру КС використовують лісонасадження;
- проводиться постійних контроль з'єднань трубопроводів на можливість протікання;
- діють лабораторні комплекси щодо визначення якості викидів в атмосферу від стаціонарних та пересувних джерел, скидів стічних вод;
- проводиться модернізація існуючого обладнання та заміна застарілого.

Негативний вплив на ґрунтовий покрив в період експлуатації компресорної станції є в основному довгостроковими і полягає у тимчасовій втраті земельного фонду, який вилучається з під розміщення постійних наземних споруд (комплекс споруд самої станції, під'їзні автодороги та ін.). [15]

Із за шкідливого впливу є можливим хімічне забруднення ґрунтів нафтопродуктами та іншими забруднювачами. Як вид негативного впливу на ґрунтовий покрив в період експлуатації об'єктів станції виділяють забруднення його відходами від діяльності агрегатів (в межах робочої зони і поза нею) та експлуатації автомобільної техніки уздовж під'їзних доріг, в місцях стоянок.

Роботи у складі реконструкції цеху проводяться в межах існуючого майданчика КС, по закінченні робіт всі землі благоустроюються, тобто зміни впливу компресорної станції на земельні ресурси в процесі експлуатації до і після реконструкції не передбачається.

Рекультивация земель передбачає комплекс робіт, які спрямовані на відновлення родючості і продуктивності ґрунтів, а також на поліпшення стану навколишнього середовища. Рекультивация передбачає два етапи: технічний і біологічний, виконаних послідовно.

Підготовку ділянок починають з переміщення всіх тимчасових споруд за територію, прибирання її від будівельного сміття і металобрухту. Для вирівнювання ділянок виробляють вертикальне планування, зрізати освічені горби, засипати ями.

Технічна рекультивация включає в нанесення попередньо знятого і спланованого в тимчасовій відвал ґрунтово-рослинного шару на очищену і сплановану територію.

Біологічний етап проводиться на закріплення поверхневого шару ґрунту кореневою системою рослин, для створення зімкненого травостою і унеможливлення розвитку водної та вітрової ерозії ґрунтів. Біологічний етап рекультивації проводиться після завершення технічного етапу.

Зняття родючого шару ґрунту виконується бульдозером на глибину 0,20...0,25 м з переміщенням у відвал.

Технічна рекультивація передбачає виконання наступних робіт:

- нанесення попередньо знятого і спланованого в тимчасовій відвал ґрунтово-рослинного шару;
- засипку і пошарову трамбівку, вирівнювання вибоїн, які непередбачено виникли в процесі виробництва робіт;
- прибирання побутового та будівельного сміття;
- планування будівельної смуги після закінчення робіт;
- ліквідація техногенних форм рельєфу.

Біологічна рекультивація проводиться негайно після завершення технічного етапу, крім періодів виробництва робіт у зимовий час і полягає в проведенні комплексу агротехнічних і фітомеліоративних заходів, спрямованих на відновлення родючості порушених земель.

Отже, охорона навколишнього середовища є невід'ємною частиною будь-якої діяльності в тому числі і транспортуванні природного газу через магістральні трубопроводи.

Тому, з'являється необхідність заходів по збереженню навколишнього середовища шляхом вдосконалення вже існуючих методів та впровадження нових розробок в даній галузі для мінімізації шкідливого впливу від роботи компресорних станцій та магістральних трубопроводів.

Висновки за розділом

1. Розглянуто вплив роботи компресорних станцій на довкілля.
2. Розроблено заходи екологічної безпеки при роботі компресорних станцій.
3. Проаналізовано вплив природного газу та продуктів його горіння на організм людини.

ВИСНОВКИ

1. Представлено аналіз різних схем і способів використання теплоти вихідних газів ГТД в циклах газотурбінних та паротурбінних установках. Проведено порівняння основних параметрів і показників газотурбінних установок, які працюють за циклом А-STIG, і ГТУ які працюють за циклом КОМБІ. З'ясовано, що газотурбінні установки, що працюють за циклом А-STIG, мають більш високі показники питомої потужності і ККД. Вони також мають великі потенційні можливості по вдосконаленню теплової схеми і освоєння нових, все більш високих рівнів параметрів термодинамічної циклу.

2. Визначено основні фактори і параметри, що впливають на поліпшення показників ефективності роботи обладнання газотурбінних установок при реалізації циклу А-STIG.

3. Створено математичну модель термогазодинамічного розрахунку ГТУ.

4. Розроблено алгоритм термогазодинамічного розрахунку ГТУ, що працюють за циклом А-STIG.

5. Згідно алгоритму термогазодинамічного розрахунку ГТУ А-STIG створено програму для математичного моделювання в системі MathCad 15.

6. Проведено дослідження впливу кількості пару, що впорскується, на підвищення ефективності роботи і основні параметри газотурбінних установок, що працюють за циклом А-STIG.

8. Дослідження показали що в ГТУ А-STIG з двохвальним компресорами і вільною турбіною спостерігається більш велике збільшення потужності і ефективного ККД, ніж в одновальних ГТУ А-STIG. Це пов'язано з додатковим збільшенням витрати повітря через компресори, оскільки частоти обертання роторів високого та низького тисків зростають разом із збільшенням кількості пари, що впорскується, при законі регулювання $T_T = \text{const}$ і $F_c = \text{const}$.

9. Визначено розрахункові оцінки характеристик двигуна ДГ-90 з впорскуванням в камеру згоряння водяної пари.

10. Було проведено аналіз зміни параметрів робочого процесу.

11. Аналіз зміни параметрів робочого процесу показав, що зі збільшенням витрати пару підвищується ККД двигуна, зниження температури температури

газу перед турбіною за рахунок впорскування пару призводить не тільки до помітного збільшення ефективного ККД ГТУ, а й до збільшення ступені підвищення тиску.

12. Розглянуто вплив роботи компресорних станцій на довкілля. Та розроблено заходи екологічної безпеки при роботі компресорних станцій.

13. Проведено аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів при технічному обслуговуванні ГОСТ 12.1.003-74 ССБТ.

14. Проведено розрахунок рівня шуму.

15. Проведено аналіз пожежної та вибухової безпеки, а саме: попередження та захист від пожежі, попередження та захист від вибухів. Та наведена інструкція оператора магістральних газопроводів 4-го розряду.

16. Проаналізовано вплив природного газу та продуктів його горіння на організм людини.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Касперович В.К. Трубопроводный транспорт газа / Касперович В.К. – Ивано-Франківськ: Факел, 1999. – 198с.
2. Энергетическое газотурбостроение: современное состояние и тенденции развития / Патон Б.Е., Халатов А.А., Костенко Д.А., Письменный А.С., Билека Б.Д. / Институт технической теплофизики НАН Украины. – Киев, – 2008. – 74с.
3. Лозицкий Л.П., Ветров А.Н., Дорошко С.М. и др. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Воздушный транспорт, 1992. – 534 с.
4. Машиностроение. Энциклопедия/Ред. Совет: К.В. Фролов (пред.) и др. – М.: Машиностроение. Самолеты и вертолеты. Т.IV-21. Авиационные двигатели. Кн. 3/В.А. Скибин, В.И. Солонин, Ю.М. Тенис и др.; под ред В.А. Скибина, Ю.М. Тениса и В.А. Сосунова. – 2010. – 720 с.
5. Романов В.И., Дикий Н.А., Жирицкий О.Г и др. Изменение характеристик ГТД при впрыске воды в камеру згорания // Изв. акад. инженерных наук Украины: Сб. “Машпроект – 45 лет”, 1999. – Вып. 1. – С. 155–159.
6. Дикий М.О., Уваричев О.М., Соломаха А.С. Новітня газопаротурбінна технологія “Водолій” для виробництва механічної (електричної) і теплової енергії та її впровадження в енергетичному комплексі України // Енергетика, економіка, технології, екологія. – 2009. – № 1
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2. – 5–изд. – М.: Машиностроение, 1980.
8. Серeda С.О., Гельмедов Ф.Ш., Мунтянов И.Г. Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 66–71.
9. Романов В.И., Кривуца В.А. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16-25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока // Промышленная

теплотехника. – 1995. – Т. 17. – № 6. – С. 89-96.

10. Старикович М.А., Фаворский О.Н., Батенин В.М. и др. Парогазовая установка с впрыском пара: возможности и оптимизация параметров цикла // Теплоэнергетика. – 1995. – № 10. – С. 52-57.

11. Кривуца В.А., Кучеренко О.С., Дудкина И.Н. Параметрический анализ термодинамического цикла КГПТУ «Водолей». Известия академии инженерных наук Украины. – 1999. – № 10. – С. 53-58.

12. Бойс М. Передовые схемы для газовых турбин в установках комбинированного цикла. Газотурбинные технологии. – 2001. – С. 5-9.

13. Fulton K. First marine ICR engine enters 2-yr to validate design // Gas turbine world – September-October 1994. – P. 18-21.

14. Фаворский О.Н., Батенин В.М., Зейгарник Ю.А. и др. Комплексная парогазовая установка с впрыском пара и теплонасосной установкой (ПГУ МЭС-60) для АО «Мосэнерго» // Теплоэнергетика. – 2001. – № 9. – С.50-58.

15. Арсеньев Л.В. Характеристики работы стационарных ГТУ, форсированных впрыском воды в тракт высокого давления. – Москва: НИИЭинформэнергомаш, 1982. – 46 с.

16. Ефимов А.В., Гаркуша Т.А., Есипенко Т.А. Анализ Эффективности работы газотурбинных установок с усовершенствованной схемой впрыска водяного пара в камеру сгорания и паровым охлаждением газовой турбины. – Харьков НТУ «ХПИ» 2008. –69 с.

17. Руководство по эксплуатации двигателя ДГ-90.

18. Юдин Е.Я., Белов С.В. Охрана труда в машиностроении.; Под ред. Юдина Е.Я., Белова С.В.. - М: Машиностроение, 1983, - 432 с.
19. Белов С.В., Козьяков А.Ф., Партолин О.Ф. Средства защиты в машиностроении. Расчет и проектирование. Справочник.; Под ред. С.В. Белова, - М: Машиностроение, 1989 - 368 с.
20. Бектобеков Г.В., Борисова Н.Н., Короткое В.И. Справочная книга по охране труда в машиностроении.; Под ред. О.Н. Русака, - Л: Машиностроение, 1989-541 с.
21. Белов С.В., Барбинов Ф.А., Козьяков А.Ф. Охрана окружающей среды. и др.; Под ред. С.В. Белова, - М: Высш. шк., - 1991 - 319 с.
22. Ансеров Ю.М., Дурнев В.Л. Машиностроение и охрана окружающей среды., - Л: Машиностроение, 1979 - 224 с.

Термогазодинамічний розрахунок ДГ-90

Вихідні дані:

потужність ГТУ на максимальному режимі $N_e = 16$ МВт;

температура газу $T_T^* = 1450$ К;

ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_K^* = 20$;

ступінь підвищення тиску повітря в КНТ $\pi_{КНТ}^* = 4,75$;

ступінь підвищення тиску повітря в КВТ $\pi_{КВТ}^* = 4,0$.

Параметри повітря на вході до ГТУ:

$T_H = 288$ К; $p_H = 101325$ Па;

показник адіабати для повітря: $k = 1,4$;

газова стала для повітря: $R = 287,3$ Дж/(кг·К);

показник адіабати для газу $k_T = 1,33$;

газова стала для газу $R_T = 288$ (Дж/(кг·К)).

Визначення параметрів повітря на вході до ГТУ.

Температура повітря: $T_B^* = T_H^* = T_H = 288$ К.

Коефіцієнт, що враховує втрати повного тиску в системі всмоктування повітря приймаємо $\sigma_{ВХ} = 0,95$ [10] та визначаємо p_B^* :

$$p_B^* = p_H^* \sigma_{ВХ} = 0,95 \cdot 101325 = 96238,8 \text{ Па.}$$

Відповідно до рекомендацій [10], приймаємо ККД КНТ $\eta_{КНТ}^* = 0,88$.

Температура і тиск повітря на виході з КНТ розраховуються за формулами:

$$T_{КНТ}^* = T_B^* + \left(1 + \frac{(\pi_{КНТ}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{КНТ}^*} \right) = 288 + \left(1 + \frac{(5)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,88} \right) = 483,3 \text{ (К)},$$

$$p_{\text{кнт}}^* = p_{\text{в}}^* \pi_{\text{кнт}}^* = 96258,8 \cdot 5 = 481294,0 \text{ Па.}$$

Визначаємо роботу, що витрачається для стиснення 1 кг повітря, у КНТ:

$$L_{\text{кнт}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_{\text{кнт}}^* - T_{\text{в}}^*) = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287,3 \cdot (483,3 - 288) = 192907,0 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right).$$

Відповідно до рекомендацій [10], приймаємо ККД КВТ $\eta_{\text{квт}}^* = 0,88$.

Температура і тиск повітря на виході з КВТ розраховуються за формулами:

$$T_{\text{квт}}^* = T_{\text{кнт}}^* + \left(1 + \frac{(\pi_{\text{квт}}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{квт}}^*} \right) = 483,3 + \left(1 + \frac{(4,0)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,88} \right) = 755,9 \text{ (K)},$$

$$p_{\text{квт}}^* = p_{\text{кнт}}^* \pi_{\text{квт}}^* = 481294,8 \cdot 4 = 1925180,0 \text{ Па.}$$

Визначаємо роботу, що витрачається для стиснення 1 кг повітря, у КВТ:

$$\begin{aligned} L_{\text{квт}} &= \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_{\text{квт}}^* - T_{\text{кнт}}^*) = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287,3 \cdot (755,9 - 483,3) = \\ &= 269311,0 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right). \end{aligned}$$

Розраховуємо роботу, що витрачається для стиснення 1 кг повітря, у компресорі газогенератора:

$$L_{\text{к}} = L_{\text{кнт}} + L_{\text{квт}} = 192907 + 269311 = 462218 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right).$$

Приймаючи коефіцієнт відновлення повного тиску в КЗ $\sigma_{\text{кз}} = 0,9$ [10], визначаємо тиск газу на виході з КЗ:

$$p_{\text{г}}^* = p_{\text{квт}}^* \sigma_{\text{кз}} = 1925180 \cdot 0,9 = 1732660,0 \text{ Па.}$$

Відповідно до рекомендацій [10], середню теплоємність газів у КЗ розраховуємо з використанням залежності:

$$C_{\text{кз}} = 878 + 0,208(T_{\text{г}}^* + 0,48T_{\text{квт}}^*);$$

$$C_{\text{кз}} = 878 + 0,208(1450 + 0,48 \cdot 775,9) = 1255 \text{ Дж/(кг·K)}.$$

Відносну витрату палива знаходимо, задаючи коефіцієнт згоряння $\eta_{\text{г}} = 0,95$ і приймаючи значення нижчої теплоти згоряння палива $H_u = 51 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$ [10].

$$g_{\text{п}} = \frac{C_{\text{кз}}(T_{\text{г}}^* - T_{\text{квт}}^*)}{H_u \eta_{\text{г}}} = \frac{1255,97(1450 - 755,9)}{51 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 0,0179.$$

Питоме підведене тепло в КЗ:

$$Q = C_{\text{КЗ}} (T_{\Gamma}^* - T_{\text{КВТ}}^*) = 1255,97(1450 - 755,9) = 871049 \text{ Дж/кг.}$$

Для газоподібного палива можна прийняти [10]: \

$$L_0 = 20 \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг газу}}.$$

Загальний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ:

$$\alpha = \frac{1}{g_n \cdot L_0} = \frac{1}{0,0159 \cdot 20} = 2,7811.$$

Відповідно до рекомендацій [10], приймаємо:

відносну витрату повітря на охолодження деталей турбіни $q_{\text{ох}} = 0,07$;

відносну витрату повітря для забезпечення систем станції $q_{\text{в}} = 0,01$;

механічний ККД $\eta_{\text{м}} = 0,96$;

ККД ТВТ $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,9$.

Розраховуємо параметри за ТВТ:

$$T_{\text{ТВТ}}^* = T_{\Gamma}^* - \frac{L_{\text{КВТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} \eta_{\text{м}} (1 + g_{\text{пал}}) (1 - 0,5g_{\text{ох}} - g_{\text{пов}})};$$

$$T_{\text{ТВТ}}^* = 1450 - \frac{269311}{\frac{1,33}{1,33 - 1} 288 \cdot 0,96 (1 + 0,0159) (1 - 0,5 \cdot 0,07 - 0,01)} = 1201,39 \text{ К};$$

$$p_{\text{ТВТ}}^* = p_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{L_{\text{КВТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ТВТ}}^* T_{\Gamma}^* (1 + g_{\text{пал}}) (1 - 0,5g_{\text{ох}} - g_{\text{пов}})} \right);$$

$$p_{\text{ТВТ}}^* = 1732660 \left(1 - \frac{269311}{\frac{1,33}{1,33 - 1} 288 \cdot 0,96 \cdot 0,9 \cdot 1450 (1 + 0,0159) (1 - 0,5 \cdot 0,07 - 0,01)} \right);$$

$$p_{\text{ТВТ}}^* = 791170 \text{ Па.}$$

Відповідно до рекомендацій [10], приймаємо ККД ТНТ $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,9$ і розраховуємо параметри за ТНТ:

$$T_{\text{ТНТ}}^* = T_{\text{ТБТ}}^* - \frac{L_{\text{КНТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} \eta_{\text{М}} (1 + g_{\text{Пал}}) (1 - 0,5g_{\text{ОХ}} - g_{\text{ПОВ}})};$$

$$T_{\text{ТНТ}}^* = 1201,39 - \frac{192907}{\frac{1,33}{1,33 - 1} 288 \cdot 0,96 (1 + 0,0159) (1 - 0,5 \cdot 0,07 - 0,01)} = 1023,32 \text{ К};$$

$$p_{\text{ТНТ}}^* = p_{\text{ТБТ}}^* \left(1 - \frac{L_{\text{КВТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} \eta_{\text{М}} \eta_{\text{ТНТ}}^* T_{\text{ТНТ}}^* (1 + g_{\text{Пал}}) (1 - 0,5g_{\text{ОХ}} - g_{\text{ПОВ}})} \right);$$

$$p_{\text{ТНТ}}^* = 791170 \left(1 - \frac{192907}{\frac{1,33}{1,33 - 1} 288 \cdot 0,96 \cdot 0,9 \cdot 1023,32 (1 + 0,0159) (1 - 0,5 \cdot 0,07 - 0,01)} \right);$$

$$p_{\text{ТНТ}}^* = 4706656 \text{ Па.}$$

Розраховуємо роботу турбіни газогенератора:

$$L_{\text{ТК}} = \frac{L_{\text{К}}}{(1 + g_{\text{Пал}}) (1 - 0,5g_{\text{ОХ}} - g_{\text{ПОВ}})};$$

$$L_{\text{ТК}} = \frac{462218}{(1 + 0,0159) (1 - 0,5 \cdot 0,07 - 0,01)} = 514102 \text{ Дж/кг.}$$

Вважаючи, що в СТ здійснюється повне розширення, розраховуємо тиск за СТ:

$$p_{\text{T}}^* = 1,05 \cdot 101325 = 106391 \text{ Па.}$$

Ступень розширення в СТ:

$$\pi_{\text{T}}^* = \frac{p_{\text{ТНТ}}^*}{p_{\text{T}}^*} = \frac{470656}{11732660} = 4,423.$$

Відповідно до рекомендацій [10], приймаємо ККД СТ $\eta_{\text{СТ}}^* = 0,9$ і розраховуємо роботу СТ:

$$L_{\text{T}} = \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} \eta_{\text{СТ}}^* T_{\text{ТНТ}}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{T}}^* \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}} \right);$$

$$L_T = \frac{1,33}{1,33-1} 288 \cdot 0,9 \cdot 1023,32 \left(1 - 4,4^{\frac{1,33}{1,33-1}} \right) = 329838 \text{ Дж/кг.}$$

Розраховуємо температуру за СТ:

$$T_T^* = T_{\text{шт}}^* - \frac{L_T}{\frac{k_2}{k_2-1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{СТ}}^*} = 1023,32 - \frac{329838}{\frac{1,33}{1,33-1} \cdot 288 \cdot 0,9} = 707,58 \text{ (K)}.$$

Розраховуємо витрату повітря, що проходить через ГТУ:

$$G_{\text{пов}} = \frac{N_e}{L_T} = \frac{16000000}{329838} = 48,5 \text{ кг/с.}$$

Відповідно до рекомендацій [10], приймаємо механічний ККД СТ $\eta_{\text{мех}}^* = 0,99$ і розраховуємо питому потужність СТ:

$$N_{\text{шт}} = \eta_{\text{мех}}^* L_T \frac{1 + g_{\text{п}}}{100000} = 0,99 \cdot 329838 \frac{1 + 0,0159}{100000} = 033241 \cdot 10^{-6} \text{ Дж/кг.}$$

Розраховуємо питому витрату палива через ГТУ:

$$C_e = \frac{3600 \cdot g_n}{N_{\text{шт}} \cdot 1000} = \frac{3600 \cdot 0,159}{33241 \cdot 1000} = 0,1947.$$

Розраховуємо ефективний ККД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{L_T}{g_{\text{п.шт}}} = \frac{329838}{84149} = 0,379 \text{ кг/(МВт·год).}$$

У якості вихідних даних використовуються результати термодинамічного розрахунку ГТУ.

Профілювання робочої лопатки першого ступеня КНТ.

При профілюванні робочої лопатки першої ступені дозвукового компресора відповідно до рекомендацій [10], визначаємо осьову швидкість потоку на вході до першого ступеня КНТ $c_{\text{ав}} = 165 \text{ м/с}$.

Розрахуємо температуру, тиск і густину на вході до першого ступеня КНТ:

$$T_1 = T_B^* - \frac{c_{ав}^2}{2R \frac{k}{k-1}} = 288 - \frac{165^2}{2 \cdot 287,3 \frac{1,4}{1,4-1}} = 274,2 \text{ К};$$

$$p_1 = p_B^* \left(\frac{T_1}{T_B} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 96258,8 \left(\frac{274,2}{288} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 81320,5 \text{ Па};$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{81320,5}{287,3 \cdot 274,218} = 1,032 \text{ кг/м}^3.$$

Площа вхідного перерізу:

$$F_1 = \frac{G_{\pi}}{\rho_1 c_{ав}} = \frac{48,5}{1,032 \cdot 165} = 0,32847 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр на вході:

$$D_{1к} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot (1 - d_{1вг}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,32847}{3,14 \cdot (1 - 0,51^2)}} = 0,699 \text{ (м)},$$

де $d_{1вг} = \frac{D_{1вг}}{D_{1к}} = 0,51$ – відносний діаметр втулки на вході – визначаємо за

прототипом.

Діаметр втулки на вході до РК:

$$D_{1вг} = D_{1к} d_{1вг} = 0,699 \cdot 0,356 \text{ м.}$$

Середній діаметр на вході до РК:

$$D_{1сер} = \frac{D_{1к} + D_{1вг}}{2} = \frac{0,699 + 0,356}{2} = 0,528 \text{ м.}$$

Висота лопатки на вході до РК:

$$h = \frac{D_{1к} - D_{1вг}}{2} = \frac{0,699 - 0,356}{2} = 0,178 \text{ м.}$$

Зовнішній радіус на вході до РК:

$$r_{1зовн} = \frac{D_{1к}}{2} = \frac{0,699}{2} = 0,349 \text{ м.}$$

Середній радіус на вході до РК:

$$r_{1сер} = \frac{D_{1сер}}{2} = \frac{0,528}{2} = 0,264 \text{ м.}$$

Середній відносний радіус на вході до РК:

$$\bar{r}_{1CEP} = \sqrt{\frac{1-d_{1BT}^2}{2}} = 0,793.$$

Радіус втулки на вході до РК:

$$r_{1BT} = \frac{D_{1BT}}{2} = \frac{0,356}{2} = 0,178 \text{ (м)}.$$

Визначаємо частоту обертання ротора КНТ:

$$n_{\text{КНТ}} = \frac{60u_{\text{к.КНТ}}}{\pi D_{1К}} = \frac{60 \cdot 350}{3,14 \cdot 0,699} = 9554 \text{ хв}^{-1},$$

де $u_{\text{к.КНТ}} = 350$ м/с – колова швидкість на зовнішньому діаметрі, визначаємо відповідно до рекомендацій [10].

Визначаємо колову частоту обертання ротора КНТ:

$$\omega_{\text{КНТ}} = \frac{n_{\text{КНТ}} \pi}{30} = \frac{9554 \cdot 3,14}{30} = 1000,05 \text{ 1/с}.$$

Обчислюємо колову швидкість біля втулки РК:

$$u_{1BT} = u_{\text{к.КНТ}} \cdot \frac{D_{1BT}}{D_{1К}} = 350 \cdot \frac{0,356}{0,699} = 178,5 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right).$$

Відповідно до рекомендацій [11] приймаємо густоту решітки на вході до РК:

$$\text{на втулковому радіусі} \quad \left(\frac{\theta}{t}\right)_{BT} = 1,7;$$

$$\text{на середньому радіусі} \quad \left(\frac{\theta}{t}\right)_{CEP} = 0,82;$$

$$\text{на зовнішньому радіусі} \quad \left(\frac{\theta}{t}\right)_K = 0,6;$$

$$\text{та подовження лопатки РК} \quad \bar{h}_1 = 3,0.$$

Визначаємо кількість лопаток РК:

$$z = \frac{2 \cdot \pi \cdot \bar{r}_{1CEP} \cdot \bar{h}_1 \cdot \left(\frac{\theta}{t}\right)_{CEP}}{1 - d_{1BT}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,794 \cdot 3,0 \cdot 0,82}{1 - 0,51} = 25.$$

Розмір хорди лопатки:

на середньому радіусі РК

$$b_{CEP} = \frac{1 - d_{1BT}}{2 \cdot \bar{h}_1} \cdot D_{1К} = \frac{1 - 0,51}{2 \cdot 3} \cdot 0,699 = 0,0571 \text{ (м)};$$

периферійному радіусі РК

$$b_K = \frac{\left(\frac{\rho}{t}\right)_K}{\left(\frac{\rho}{t}\right)_{CEP}} \cdot \frac{r_{1K}}{r_{1CEP}} \cdot b_{CEP} = \frac{0,6}{0,8} \cdot \frac{0,349}{0,264} \cdot 0,06 = 0,018 \text{ (м)};$$

втулковому радіусі РК

$$b_{BT} = \frac{\left(\frac{\rho}{t}\right)_{BT}}{\left(\frac{\rho}{t}\right)_{CEP}} \cdot \frac{r_{1BT}}{r_{1CEP}} \cdot b_{CEP} = \frac{0,6}{0,82} \cdot \frac{0,178}{0,264} \cdot 0,043 = 0,0266 \text{ (м)};$$

Відповідно до рекомендацій [11], коефіцієнт теоретичного напору ступеня приймаємо $\mu_{KH} = 0,2$, тоді теоретичний напор ступеня визначаємо за співвідношенням:

$$H_T = \frac{u_{K_KH}^2 \cdot \mu_{KH}}{g} = \frac{350 \cdot 0,2}{9,81} = 2497,45.$$

Відповідно до рекомендацій [11], коефіцієнт зменшення теоретичного напору ступеня приймаємо $K_H = 0,99$, тоді витрачений напор ступеня визначаємо за співвідношенням:

$$H_Z = K_H \cdot H_T = 0,99 \cdot 2497,45 = 2472,48.$$

Відповідно до рекомендацій [11], адіабатичний ККД ступені компресора приймаємо $\eta_{ад} = 0,99$, тоді адіабатичний напор ступені визначаємо за співвідношенням

$$H_{ад} = H_Z \eta_{ад} = 2472,48 \cdot 0,99 = 2175,78.$$

Ступень підвищення тиску ступеня визначаємо за співвідношенням:

$$\pi^* = \left(1 + \frac{H_{ад}}{\frac{k}{k-1} RT_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,1279.$$

Повний тиск за ступенем:

$$p_4^* = p_1 \cdot \pi^* = 83520,5 \cdot 1,1279 = 94202,8 \text{ (Па)}.$$

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T^* = \frac{H_Z}{\frac{k}{k-1} \cdot R} = 2,503.$$

Температура за ступенню:

$$T_4^* = T_2^* = T_1 + \Delta T^* = 274,2 + 2,503 = 276,721 \text{ (K)}.$$

Середній відносний радіус на виході:

$$\bar{r}_{2CEP} = \bar{r}_{1CEP} = \sqrt{\frac{1 - d_{1BT}^2}{2}} = 0,7937.$$

Зовнішній діаметр на виході:

$$D_{2K} = 0,976 \cdot D_{1K} = 0,6831 \text{ (M)}.$$

Відповідно до рекомендацій [11], степе́нь реактивності РК на середньому радіусі приймаємо $\tau_{cep} = 0,5$.

Відносна окружна складова швидкості:

$$\bar{c}_{1u} = \frac{2 \cdot \bar{r}_{2CEP} \cdot \bar{r}_{1CEP} \cdot \frac{D_{2K}}{D_{1K}} \cdot (1 - \tau_{cep}) - \mu_{KH}}{\bar{r}_{1CEP} + \bar{r}_{2CEP} \cdot \frac{D_{2K}}{D_{1K}}} = 0,2645.$$

Коефіцієнт витрати при вході до РК:

$$\bar{c}_{1a} = \frac{C_{ha}}{u_{K\text{ KHT}}} = \frac{165}{350} = 0,471.$$

Кут потоку на вході до ступеня:

$$\alpha_1 = \text{arcctg} \left(\frac{\bar{c}_{1u}}{\bar{c}_{1a}} \right) \frac{180}{\pi} = 55,6424^\circ.$$

Критична швидкість потоку в абсолютному русі перед ступенем:

$$a_{1KP} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 271,218} = 950,803 \left(\frac{M}{c} \right).$$

Критична швидкість потоку в абсолютному русі за ступеню:

$$a_{4KP} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_4} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 274,218} = 955,133 \left(\frac{M}{c} \right).$$

Критична швидкість потоку в абсолютному русі за РК:

$$a_{2KP} = a_{4KP} = 955,133 \left(\frac{M}{c} \right).$$

Число λ_1 абсолютного потоку на вході до ступеня:

$$\lambda_1 = \frac{C_{ha}}{\sin[\alpha_1^0] \cdot a_{1KP}} = \frac{165}{\sin[55,6424] \cdot 950,803} = 0,210.$$

Число λ_2 абсолютного потоку на виході з ступеня:

$$\lambda_2 = \frac{C_{ba}}{\sin[\alpha_1^0] \cdot a_{2KP}} = \frac{165}{\sin[55,6424] \cdot 955,133} = 0,209.$$

Відповідно до рекомендацій[11], змінення осьової швидкості при виході з ступеня ($\Delta c = 0 \dots 10$ м/с) приймаємо $\Delta c = 5$ м/с.

Осьова швидкість при виході з ступеня:

$$c_{a4} = c_{av} - \Delta c = 165 - 5 = 160 \text{ м/с.}$$

Кут потоку на виході з ступеня:

$$\alpha_4 = \alpha_1 = 55,6424^\circ.$$

Число λ_4 абсолютного потоку на виході з ступеня:

$$\lambda_4 = \frac{C_{a4}}{\sin[\alpha_4^0] \cdot a_{4KP}} = \frac{160}{\sin[55,6424] \cdot 955,133} = 0,2029.$$

Зовнішній діаметр на виході з ступеня:

$$D_{4K} = D_{2K} \cdot 0,976 = 0,6831 \cdot 0,976 = 0,6667 \text{ (м)}$$

Газодинамічна функція току на вході до РК:

$$q(\lambda_1) = 1,5774 \cdot \lambda_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{6} \cdot \lambda_1^2\right)^{2,5} = 0,325.$$

Газодинамічна функція току на виході з ступені:

$$q(\lambda_4) = 1,5774 \cdot \lambda_4 \cdot \left(1 - \frac{1}{6} \cdot \lambda_4^2\right)^{2,5} = 0,314.$$

Відносний діаметр втулки на виході з ступеня знаходимо за допомогою рівняння нерозривності:

$$q(\lambda_1) \cdot \sin(\alpha_1) \cdot D_{1K}^2 \cdot (1 - d_{1BT}^2) = q(\lambda_4) \cdot \sin(\alpha_4) \cdot D_{4K}^2 \cdot (1 - d_{4BT}^2),$$

де $d_{4BT} = \frac{D_{4BT}}{D_{4K}} = 0,437$ – відносний діаметр втулки.

Втулковий діаметр на виході з ступеня:

$$D_{4BT} = D_{4K} \cdot d_{4BT} = 0,6667 \cdot 0,437 = 0,3 \text{ (м)}$$

Середній відносний радіус на виході з ступеня:

$$\bar{r}_{4CEP} = \sqrt{\frac{1 - d_{4BT}^2}{2}} = 0,7719.$$

Уточнюємо коефіцієнт теоретичного напору ступеня $\mu_{нт4} = 0,2 + 0,04$.

Середній відносний радіус на виході з ступеня:

$$\bar{r}_{5CEP} = \bar{r}_{4CEP} = \sqrt{\frac{1 - d_{4BT}^2}{2}} = 0,7719.$$

Зовнішній діаметр на виході з ступеня:

$$D_{5K} = D_{4K} = D_{2K} \cdot 0,976 = 0,6831 \cdot 0,976 = 0,6667 \text{ (м)}.$$

Відносна окружна складова швидкості:

$$\bar{C}_{1u4} = \frac{2 \cdot \bar{r}_{4CEP} \cdot \bar{r}_{5CEP} \cdot \frac{D_{5K}}{D_{4K}} \cdot (1 - \tau_{CEP}) - \mu_{KH4}}{\bar{r}_{4CEP} + \bar{r}_{2CEP} \cdot \frac{D_{5K}}{D_{4K}}} = 0,2273.$$

Коефіцієнт витрати при виході з РК:

$$\bar{C}_{2a} = \frac{C_{a4}}{u_{K_KHT}} = \frac{160}{350} = 0,4571.$$

Кут виходу потоку з ступеня:

$$\alpha_4 = \arccot \left[\frac{\bar{C}_{1u4}}{\bar{C}_{2a}} \right] \cdot \frac{180}{\pi} = 63,56^\circ.$$

Уточнений відносний діаметр втулки на виході з ступеня знаходимо за допомогою рівняння нерозривності:

$$q(\lambda_1) \cdot \sin(\alpha_1) \cdot D_{1K}^2 \cdot (1 - d_{1BT}^2) = q(\lambda_4) \cdot \sin(\alpha_4) \cdot D_{4K}^2 \cdot (1 - d_{4BT}^2) \cdot \pi^* \cdot \sqrt{\frac{T_1^*}{T_4}},$$

де $d_{4BT} = \frac{D_{4BT}}{D_{4K}} = 0,455$ – відносний діаметр втулки.

Уточнене число λ_4 абсолютного потоку на виході з ступеня:

$$\lambda_4 = \frac{C_{a4}}{\sin[\alpha_4^0] \cdot a_{4KP}} = \frac{160}{\sin[60,844] \cdot 955,133} = 0,187.$$

Уточнений середній радіус на виході з ступеня:

$$r_{4CEP} = \sqrt{\frac{1 - d_{4BT}^2}{2}} = 0,776.$$

Середній відносний радіус на виході з РК:

$$r_{2CEP} = \frac{\bar{r}_{1cep} \cdot \frac{D_{1K}}{D_{2K}} + r_{4cep} \cdot \frac{D_{4K}}{D_{2K}}}{2} = 0,7858.$$

Відносний діаметр втулки на виході з РК:

$$\bar{d}_2 = \sqrt{2 \cdot r_{2cep}^2 - 1} = 0,484.$$

Відносна окружна складова швидкості при виході з РК:

$$\bar{C}_{2u} = \frac{\mu_{KH} + \bar{C}_{1u} \cdot \bar{r}_{1CEP}}{r_{2CEP} \cdot \frac{D_{2K}}{D_{1K}}} = 0,534.$$

Число λ_{2u} потоку на виході з РК:

$$\lambda_{2u} = \frac{\bar{C}_{2u} \cdot u_{K_КНТ}}{a_{2KP}} = 0,195.$$

Число $\tau(\lambda_{2u})$ потоку на виході з РК:

$$\tau(\lambda_{2u}) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{2u} = 0,9934.$$

За допомогою рівняння нерозривності:

$$q(\lambda_1) \cdot \sin(\alpha_1) \cdot D_{1K}^2 \cdot (1 - d^2_{1BT}) = q(\lambda_2) \cdot D_{2K}^2 \cdot (1 - \bar{d}^2_2) \cdot \pi^* \cdot (\tau(\lambda_{2u}))^3 \cdot \sqrt{\frac{T_1^*}{T_4}},$$

отримуємо $q(\lambda_2) = 0,2544$, а розв'язанням рівняння:

$$q(\lambda_2) = 1,5774 \lambda_2 \cdot \left(1 - \frac{1}{6} \cdot (\lambda_2)^2\right),$$

отримуємо $\lambda_2 = 0,1631$.

Осьова складова швидкості на виході з РК:

$$C_{2a} = a_{2KP} \cdot \lambda_2 \cdot \sqrt{\tau(\lambda_{2u})} = 155,276 \left(\frac{M}{c}\right).$$

Кут входу потоку до РК:

$$\beta_1 = \arccot \left[\frac{\bar{r}_{1cep} - \bar{C}_{1u}}{\bar{C}_{1a}} \right] \cdot \frac{180}{\pi} = 41,695^\circ.$$

Кут виходу потоку з РК:

$$\beta_2 = \arccot \left[\frac{\bar{r}_{2cep} \cdot \frac{D_{2K}}{D_{1K}} - \bar{C}_{2u}}{\bar{C}_{2a}} \right] \cdot \frac{180}{\pi} = 60,0535^\circ.$$

Потрібний кут відхилення потоку в РК:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 21,3885^\circ.$$

Відповідно до рекомендацій [11], визначаємо оптимальний кут відхилення потоку в решітці $(\Delta\beta)_{b/t=1}^* = 20,2^\circ$ з густотою $b/t = 1$.

Визначаємо відношення потрібного кута до оптимального кута відхилення потоку в решітці:

$$\Delta\beta^* = \frac{\Delta\beta}{(\Delta\beta)_{b/t=1}^*} = 1,057.$$

Критична швидкість потоку в абсолютному русі при вході до РК:

$$\tilde{a}_{1KP} = \sqrt{a_{1KP}^2 + \frac{k-1}{k-1} \cdot u_{K_KHT} \cdot (\bar{r}_{1CEP}^2 - 2 \cdot \bar{r}_{1CEP} \cdot \bar{C}_{1u})} = 948,743 \left(\frac{M}{c}\right).$$

Число λ_4 на середньому радіусі у відносному русі при вході до РК:

$$\tilde{\lambda}_{KP} = \frac{C_{as}}{\sin[\beta_1^0] \cdot \tilde{a}_{KP}} = 0,276.$$

Діаметр втулки на виході з РК:

$$D_{BT2} = D_{K2} \cdot \bar{d}_2 = 0,473 (M).$$

Радіус втулки на виході з РК:

$$r_{BT2} = \frac{D_{BT2}}{2} = 0,236 (M).$$

Діаметр втулки на виході з ступеня:

$$D_{BT4} = D_{K4} \cdot d_{4BT} = 0,389 (M).$$

Радіус втулки на виході з ступеня:

$$r_{BT4} = \frac{D_{BT4}}{2} = 0,195 (M).$$

Кут входу потоку до РК на втулковому перерізі:

$$\beta_{1BT} = \arccot \left[\frac{d_{1BT} - \bar{C}_{1u}}{\bar{C}_{1a}} \right] \cdot \frac{180}{\pi} = 57,2877^\circ.$$

Кут входу потоку до РК на периферійному перерізі:

$$\beta_{1K\backslash} = \arccot \left[\frac{1 - \bar{C}_{1u}}{\bar{C}_{1a}} \right] \cdot \frac{180}{\pi} = 35,8^\circ.$$

Оптимальний кут атаки розраховуємо з використанням залежності:

$$\Delta i_{PK} = \left(\frac{\theta}{t} \right)_{CEP} \cdot \left[\left(\frac{\beta_{1CEP}}{30} \right) - 1 \right] - 5 \cdot \tau_{CEP} = -1,736^\circ.$$

Розраховуємо кут атаки для РК:

для периферійного перерізу

$$i_{KPK} = 2,5 \cdot \left(\frac{\theta}{t} \right)_K + \frac{20 \cdot d_{1BT} \cdot r_{1K}}{\left(\frac{\theta}{t} \right)_K \cdot r_{1CEP}} \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{b=1}} \right)_K}{\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{b=1} \cdot t}} \right] + 1 + \Delta i_{PK} = 9,77;$$

для середнього перерізу

$$i_{CEP PK} = 2,5 \cdot \left(\frac{\epsilon}{t}\right)_{CEP} + \frac{20 \cdot d_{1BT} \cdot r_{1CEP}}{\left(\frac{\epsilon}{t}\right)_{CEP}} \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{b-1}{t}}}\right)_{CEP}}{\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{b-1}{t}}}} \right] + 1 + \Delta i_{PK} = 1,46;$$

для втулкового перерізу

$$i_{BT PK} = 2,5 \cdot \left(\frac{\epsilon}{t}\right)_{BT} + \frac{20 \cdot d_{1BT} \cdot r_{1CEP}}{\left(\frac{\epsilon}{t}\right)_{BT}} \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{b-1}{t}}}\right)_{BT}}{\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{b-1}{t}}}} \right] + 1 + \Delta i_{PK} = 2,01,$$

де $\left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{b-1}{t}}}\right)_{BT} = 1,35$; $\left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{b-1}{t}}}\right)_{CEP} = 1,1$; $\left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{b-1}{t}}}\right)_K = 0,8$; $\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{b-1}{t}}} = 1$ — визначасмо

відповідно [11], з використанням рис.8.

Кут виходу потоку з РК на втулковому перерізі:

$$\beta_{2BT} = \text{abs} \left[\text{arccot} \left[\frac{\bar{d}_2 \cdot \frac{D_{2K} - \bar{C}_{2u}}{D_{1K}}}{\bar{C}_{2a}} \right] \cdot \frac{180}{\pi} \right] = 82,1163^\circ.$$

Кут виходу потоку з РК на периферійному перерізі:

$$\beta_{2K} = \text{abs} \left[\text{arccot} \left[\frac{\frac{D_{2K} - \bar{C}_{2u}}{D_{1K}}}{\bar{C}_{2a}} \right] \cdot \frac{180}{\pi} \right] = 45,143^\circ.$$

Кут відхилення потоку в РК:

на втулковому радіусі:

$$\Delta\beta_{BT} = \beta_{2BT} - \beta_{1BT} = 24,82^\circ;$$

на середньому радіусі

$$\Delta\beta_{CEP} = \beta_{2CEP} - \beta_{1CEP} = 21,35^\circ;$$

на 84ериферійному радіусі

$$\Delta\beta_K = \beta_K - \beta_{1K} = 15,2^\circ.$$

Коефіцієнт розраховуємо з використанням залежності 224 [11]:
на втулковому перерізі

$$m_{BT} = 0,41 - 0,002 \cdot \Delta\beta_{BT} = 0,245;$$

на середньому перерізі

$$m_{CEP} = 0,41 - 0,002 \cdot \Delta\beta_{CEP} = 0,283;$$

на периферійному перерізі

$$m_K = 0,41 - 0,002 \cdot \Delta\beta_K = 0,319.$$

Коефіцієнт розраховуємо з використанням залежності 226 [11]:

$$\bar{\delta} = \frac{1,665 \cdot (\bar{d}_1 - 04)}{\frac{C_{2a}}{C_{ab}} - 0,45} - 2,86 \cdot \bar{d}_1 + 2,145 = 1,059.$$

Кут відставання потоку для РК:

на втулковому радіусі

$$\delta_{BT} = \frac{\Delta\beta_{BT} - i_{BT \text{ РК}} \cdot m_{BT} \cdot \sqrt{\left(\frac{b}{t}\right)_{BT}}}{1 - m_{BT} \cdot \sqrt{\left(\frac{b}{t}\right)_{BT}}} \cdot \bar{\delta} = 11,18^0;$$

на середньому радіусі

$$\delta_{CEP} = \frac{\Delta\beta_{CEP} - i_{CEP \text{ РК}} \cdot m_{CEP} \cdot \sqrt{\left(\frac{b}{t}\right)_{CEP}}}{1 - m_{CEP} \cdot \sqrt{\left(\frac{b}{t}\right)_{CEP}}} \cdot \bar{\delta} = 7,34^0;$$

на 85ериферійному радіусі

$$\delta_K = \frac{\Delta\beta_K - i_{K \text{ РК}} \cdot m_K \cdot \sqrt{\left(\frac{b}{t}\right)_K}}{1 - m_K \cdot \sqrt{\left(\frac{b}{t}\right)_K}} \cdot \bar{\delta} = 2,511^0.$$

Конструктивний кут входу потоку до РК:

на втулковому радіусі

$$\beta_{1BT} = \beta_{1BT} + i_{BT \text{ РК}} = 59,73^0;$$

на середньому радіусі

$$\beta_{1CEP} = \beta_{1CEP} + i_{CEP \text{ РК}} = 43,00^0;$$

на периферійному радіусі

$$\beta_{1K} = \beta_{1K} + i_{KPK} = 37,94^{\circ}.$$

Конструктивний кут виходу потоку з РК:

на втулковому радіусі

$$\beta_{2BT} = \beta_{2BT} + \delta_{BT} = 93,29^{\circ};$$

на середньому радіусі

$$\beta_{2CEP} = \beta_{2CEP} + \delta_{CEP} = 70,4^{\circ};$$

на периферійному радіусі

$$\beta_{2K} = \beta_{2K} + \delta_K = 47,65^{\circ}.$$

Кут вигинання профіля лопатки РК:

на втулковому радіусі

$$\Theta_{BT} = \beta_{2BT} - \beta_{1BT} = 33,56^{\circ};$$

на середньому радіусі

$$\Theta_{CEP} = \beta_{2CEP} - \beta_{1CEP} = 27,39^{\circ};$$

на периферійному радіусі

$$\Theta_K = \beta_{2K} - \beta_{1K} = 9,71^{\circ}.$$

Кут між хордою і дотичною до середньої лінії лопатки при вході до РК:

на втулковому радіусі

$$\chi_{1BT} = 0,5 \cdot \Theta_{BT} = 16,78^{\circ};$$

на середньому радіусі

$$\chi_{1CEP} = 0,5 \cdot \Theta_{CEP} = 13,69^{\circ};$$

на периферійному радіусі

$$\chi_{1K} = 0,5 \cdot \Theta_K = 4,86^{\circ}.$$

Кут між хордою і дотичною до середньої лінії лопатки при виході з РК:

на втулковому радіусі

$$\chi_{2BT} = \chi_{1BT} = 16,78^{\circ};$$

на середньому радіусі

$$\chi_{2CEP} = \chi_{1CEP} = 13,69^{\circ};$$

на периферійному радіусі

$$\chi_{2K} = \chi_{1K} = 4,85^{\circ}.$$

Кут установки профіля в решітці РК:

на втулковому радіусі

$$\gamma_{BT} = \beta_{1BT} + \chi_{1BT} = 76,51^{\circ};$$

на середньому радіусі

$$\gamma_{CEP} = \beta_{1CEP} + \chi_{1CEP} = 56,7^{\circ};$$

на периферійному радіусі

$$\gamma_K = \beta_{1K} + \chi_{1K} = 42,79^{\circ}.$$

Крок решітки РК:

на середньому радіусі РК

$$t_{CEP} = \frac{b_{CEP}}{\left(\frac{e}{t}\right)_{CEP}} = 0,02664 \text{ (м)};$$

периферійному радіусі РК

$$t_K = \frac{b_K}{\left(\frac{e}{t}\right)_K} = 0,05716 \text{ (м)};$$

втулковому радіусі РК

$$t_{BT} = \frac{b_{BT}}{\left(\frac{e}{t}\right)_{BT}} = 0,01844 \text{ (м)}.$$

Ширина решітки РК:

на середньому радіусі РК

$$s_{CEP} = b_{CEP} \cdot \sin(\gamma_{CEP}) = 0,0259 \text{ (м)};$$

периферійному радіусі РК

$$s_K = b_K \cdot \sin(\gamma_K) = 0,04778 \text{ (м)};$$

втулковому радіусі РК

$$s_{BT} = b_{BT} \cdot \sin(\gamma_{BT}) = 0,01253 \text{ (м)}.$$

Радіус кола, що вписаний до профіля решітки РК на вході:

втулковому радіусі

$$r_{BХBT} = 0,02 \cdot b_{BT} = 0,00053 \text{ (м)}.$$

Радіус кола, що вписаний до профіля решітки РК на виході:

втулковому радіусі

$$r_{\text{ВИХВТ}} = 0,01 \cdot b_{\text{ВТ}} = 0,000266 \text{ (м)}.$$

Профілювання КНТ.

При профілюванні робочої лопатки останнього ступеня дозвукового КНТ відповідно до рекомендацій [11], визначаємо осьову швидкість потоку на виході з КНТ $c_{\text{акн}} = 160 \text{ м/с}$.

Розрахуємо температуру, тиск і густину на виході з КНТ:

$$T_{\text{КНТ}} = T_{\text{КНТ}}^* - \frac{C_{\text{КНта}}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 474,75 \text{ (К)};$$

$$P_{\text{КНТ}} = P_{\text{КНТ}}^* \left(\frac{T_{\text{КНТ}}}{T_{\text{КНТ}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 511782,0 \text{ (Па)};$$

$$\rho_{\text{КНТ}} = \frac{P_{\text{КНТ}}}{R \cdot T_{\text{КНТ}}} = 3,753 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right).$$

Площа вихідного перерізу:

$$F_{\text{КНТ}} = \frac{G_n}{\rho_{\text{КНТ}} \cdot C_{\text{КНта}}} = 0,099 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Зовнішній діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2\text{КН}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{КНТ}}}{\pi \cdot (1 - d_{\text{КНВТ}}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,099}{3,14 \cdot (1 - 0,55^2)}} = 0,126 \text{ (м)},$$

де $d_{\text{к.нвт}} = \frac{D_{2\text{КК.пв}}}{D_{2\text{ККН}}} = 0,55$ – відносний діаметр втулки на виході з КНТ –

визначаємо за прототипом.

Втулковий діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2\text{ВТН}} = D_{2\text{КН}} d_{\text{к.нвт}} = 0,356 \text{ м}.$$

Середній діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2\text{СЕР}} = \frac{(D_{2\text{ВТН}} + D_{2\text{КН}})}{2} = 0,586 \text{ (м)}.$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі РК:

$$u_{\text{СЕРКНТ}} = u_{\text{К КНТ}} \cdot \frac{D_{2\text{СЕР}}}{D_{2\text{КН}}} = 270,2 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Відповідно до рекомендацій [11], коефіцієнт теоретичного напору ступенів КНТ приймаємо $\mu_{н.кнт} = 0,3$.

Кількість ступенів КНТ:

$$z_{кнт} = \frac{L_{кнт}}{u_{серкнт}^2 \cdot \mu_{нкнт}} \approx 9.$$

Профілювання КВТ.

Переферійний діаметр на вході до КВТ визначаємо за прототипом:

$$D_{1кв} = D_{2кн} \cdot 0,99 = 0,58 \text{ (м)}.$$

Втулковий діаметр на вході до КВТ:

$$D_{1втв} = D_{2втн} \cdot 0,99 = 0,4655 \text{ (м)}.$$

Переферійний діаметр на виході з КВТ визначаємо за прототипом:

$$D_{2кв} = D_{1кв} \cdot m_{квт} = 0,607 \text{ (м)}.$$

Втулковий діаметр на виході з КВТ:

$$D_{2втв} = D_{1втн} \cdot m_{квт} = 0,492 \text{ (м)},$$

де $m_{квт} = 0,867$ – масштаб прототипа.

Середній діаметр на виході з КВТ:

$$D_{2в.сер} = \frac{D_{2втв} + D_{2кк}}{2} = 0,523 \text{ м}.$$

Відповідно до рекомендацій [11], визначаємо осьову швидкість потоку на виході з КВТ $c_{ак} = 150$ м/с.

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на виході з КВТ:

$$T_K = T_K^* - \frac{C_{Ka}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 744,59 \text{ (K)};$$

$$p_K = p_K^* \left(\frac{T_K}{T_K^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1925180,0 \text{ (Па)};$$

$$\rho_K = \frac{p_K}{R \cdot T_K} = 8,544 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right).$$

Площа вхідного перерізу КВТ:

$$F_K = \frac{G_n}{\rho_K \cdot C_{Ka}} = 0,0378 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Визначаємо частоту обертання ротора КВТ:

$$n_{\text{КВТ}} = \frac{60u_{\text{К.КВТ}}}{\pi D_{2\text{К}}} = 11203,8 \text{ хв}^{-1}.$$

де $u_{\text{К.КВТ}} = 320 \left(\frac{\text{М}}{\text{с}}\right)$ – колова швидкість на зовнішньому діаметрі [11].

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на виході з КВТ:

$$u_{\text{СЕРКВТ}} = u_{\text{К.КВТ}} \cdot \frac{D_{2\text{ВСЕР}}}{D_{2\text{КВ}}} = 296,3, \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій [11], коефіцієнт теоретичного напору ступенів КВТ приймаємо $\mu_{\text{НКВТ}} = 0,346$.

Кількість ступенів КВТ:

$$z_{\text{КВТ}} = \frac{L_{\text{КВТ}}}{u_{\text{СЕРКВТ}}^2 \cdot \mu_{\text{НКВТ}}} \approx 10.$$

Профілювання ТВТ.

Втулковий діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{\text{ГТВТ}} = D_{2\text{КВ}} = 0,505 \text{ (М)}.$$

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на вході з ТВТ:

$$T_{\text{ГТВ}} = \frac{T_{\text{Г}}^*}{1 + \frac{k_{\text{Г}} - 1}{2} \cdot M_{\text{Г}}^2} = 1436,35 \text{ (К)};$$

$$P_{\text{ГТВ}} = P_{\text{Г}}^* \cdot \left(\frac{T_{\text{ГТВ}}}{T_{\text{Г}}^*}\right)^{\frac{k_{\text{Г}}}{k_{\text{Г}} - 1}} = 167800,0 \text{ (Па)};$$

$$\rho_{\text{ГТВ}} = \frac{P_{\text{ГТВ}}}{R_{\text{Г}} \cdot T_{\text{ГТВ}}} = 4,03 \left(\frac{\text{кг}}{\text{М}^3}\right).$$

Швидкість на вході до ТВТ:

$$C_{\text{Г}} = M_{\text{Г}} \cdot \sqrt{R_{\text{Г}} \cdot T_{\text{ГТВ}} \cdot k_{\text{Г}}} = 178 \left(\frac{\text{М}}{\text{с}}\right).$$

Площа вхідного перерізу ТВТ:

$$F_{\text{Г}} = \frac{G_{\text{н}} \cdot (1 + g_{\text{н}}) \cdot (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{в}})}{\rho_{\text{ГТВ}} \cdot C_{\text{Г}}} = 0,063 \text{ (М}^2\text{)}.$$

Зовнішній діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{Г1К} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Г}}{\pi} + D_{1ГВТ}^2} = 0,579 \text{ (м)}.$$

Середній діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{Г1СЕР} = \frac{D_{Г1К} + D_{1ГВТ}}{2} = 0,542 \text{ (м)}.$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на вході до ТВТ:

$$u_{СЕРТВТ} = u_{К_КВТ} \cdot \frac{D_{Г1СЕР}}{D_{Г1К}} = 299,49 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right).$$

Відповідно до рекомендацій [10], приймаємо $k_{ВТ} = 2,8$.

Кількість ступенів ТВТ:

$$z_{ТВТ} = \frac{L_{КВТ}}{u_{СЕРТВТ}^2 \cdot k_{ВТ}} \approx 1.$$

Профілювання ТНТ.

Втулковий діаметр на вході до ТНТ визначаємо за прототипом:

$$D_{1НВТ} = 0,542 \text{ м}.$$

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на виході з ТНТ:

$$T_{1ТН} = \frac{T_{ТВ}^*}{1 + \frac{k_{Г} - 1}{2} \cdot M_{Г}^2} = 982,77 \text{ (К)};$$

$$p_{1ТВ} = p_{Г}^* \cdot \left(\frac{T_{1ТН}}{T_{ТВ}^*}\right)^{\frac{k_{Г}}{k_{Г} - 1}} = 399900 \text{ (Па)};$$

$$\rho_{1ТВ} = \frac{p_{1ТН}}{R_{Г} \cdot T_{1ТН}} = 1,41 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right).$$

Швидкість на вході до ТНТ:

$$C_{II} = M_{Г} \cdot \sqrt{R_{Г} \cdot T_{1ТН} \cdot k_{Г}} = 306,775 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right)$$

Площа вхідного перерізу ТНТ:

$$F_{H} = \frac{G_n \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - q_{охл} - q_e)}{\rho_{1ТН} \cdot C_{II}} = 0,104 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Зовнішній діаметр на виході з ТВТ:

$$D_{H1К} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{H}}{\pi} + D_{H1ВТ}^2} = 0,605 \text{ (м)}.$$

Середній діаметр на виході з ТНТ:

$$D_{\text{шлицер}} = \frac{D_{\text{шлік}} + D_{\text{швг}}}{2} = 0,479 \text{ (м)}.$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі ТНТ:

$$u_{\text{серти}} = u_{\text{кн}} \cdot \frac{D_{\text{шлицер}}}{D_{\text{шлік}}} = 286,6 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right).$$

Відповідно до рекомендацій [10], приймаємо $k_{\text{н}} = 2,25$.

Кількість ступенів ТНТ:

$$z_{\text{ТНТ}} = \frac{L_{\text{КНТ}}}{u_{\text{серти}}^2 \cdot k_{\text{н}}} \approx 1.$$

Профілювання СТ.

Втулковий і периферійний діаметри на вході до СТ визначаємо за прототипом:

$$D_{\text{СТ\швг}} = 0,576 \text{ (м)}.$$

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на виході з СТ:

$$T_{\text{1СТ}} = \frac{T_{\text{СТ}}^*}{1 + \frac{k_{\text{г}} - 1}{2} \cdot M_{\text{г}}^2} = 697,22 \text{ (К)};$$

$$p_{\text{швг}} = p_{\text{г}}^* \cdot \left(\frac{T_{\text{1СТ}}}{T_{\text{СТ}}^*}\right)^{\frac{k_{\text{г}}}{k_{\text{г}} - 1}} = 100255,0 \text{ (Па)};$$

$$\rho_{\text{1СТ}} = \frac{p_{\text{1СТ}}}{R_{\text{г}} \cdot T_{\text{1СТ}}} = 0,499 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right).$$

Швидкість на вході до СТ:

$$C_{\text{СТ}} = M_{\text{г}} \cdot \sqrt{R_{\text{г}} \cdot T_{\text{1СТ}} \cdot k_{\text{г}}} = 155 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right).$$

Площа вхідного перерізу СТ:

$$F_{\text{СТ}} = \frac{G_{\text{н}} \cdot (1 + g_{\text{н}}) \cdot (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{с}})}{\rho_{\text{1СТ}} \cdot C_{\text{СТ}}} = 0,586 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Зовнішній діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{\text{СТ\шлік}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{СТ}}}{\pi} + D_{\text{СТ\швг}}^2} = 0,892 \text{ (м)}.$$

Середній діаметр на виході з СТ:

$$D_{\text{СТ\шлицер}} = \frac{D_{\text{СТ\шлік}} + D_{\text{1СТ\швг}}}{2} = 0,446 \text{ (м)}.$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на вході до ТНТ:

$$u_{\text{СЕРСТ}} = u_{\text{СТ}} \cdot \frac{D_{\text{СТ1СЕР}}}{D_{\text{СТ1К}}} = 222,715 \left(\frac{\text{М}}{\text{с}}\right).$$

Відповідно до рекомендацій [11], приймаємо $k_{\text{СТ}} = 2,1$.

Кількість ступенів СТ:

$$z_{\text{СТ}} = \frac{L_e}{u_{\text{СЕРСТ}}^2 \cdot k_{\text{СТ}}} \approx 2.$$

ДОДАТОК Б

Термодинамічний розрахунок ГТУ А-STIG в програмі MathCad 15

$$N_e := 16 \cdot 10^6 = 1.6 \times 10^7$$

$$T_a := 1350$$

$$\dot{m}_e := 20$$

$$\dot{m}_{e10} := 4.75$$

$$\dot{m}_{e20} := 4$$

$$O_i := 288$$

$$\delta_i := 10132$$

$$\epsilon := 1.4$$

$$R_i := 287.2$$

$$\epsilon_a := 1.3$$

$$R_a := 288$$

$$O_a := O_i = 288$$

$$\sigma_{a0} := 0.9$$

$$\delta_a := \delta_i \cdot \sigma_{a0} = 9.626 \times 10^4$$

$$\eta_{e10} := 0.88$$

$$O_{e10} := O_a \cdot \left(1 + \frac{\frac{\epsilon-1}{\epsilon} - 1}{\eta_{e10}} \right) = 471.527$$

$$\delta_{e10} := \delta_a \cdot \dot{m}_{e10} = 4.572 \times 10^5$$

$$L_{e10} := \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot R_i \cdot (O_{e10} - O_a) = 1.845 \times 10^5$$

$$\eta_{e20} := 0.88$$

$$O_{e20} := O_{e10} \cdot \left(1 + \frac{\frac{\epsilon-1}{\epsilon} - 1}{\eta_{e20}} \right) = 731.936$$

$$\delta_{e20} := \delta_{e10} \cdot \dot{m}_{e20} = 1.829 \times 10^6$$

$$L_{\text{e\u00e0}} := \frac{\hat{e}}{\hat{e} - 1} \cdot R_{\text{i}} \cdot (\hat{O}_{\text{e\u00e0}} - \hat{O}_{\text{e\u00ed}}) = 2.619 \times 10^5$$

$$L_{\text{k}} := L_{\text{e\u00e0}} + L_{\text{e\u00ed}} = 4.464 \times 10^5$$

$$\delta_{\text{a}} := \delta_{\text{c\u00e0}} \cdot 0.9 = 1.646 \times 10^6$$

$$C_{\text{p\u00ed}} := 2530$$

$$d := 0.15 \quad \text{-- \u00e3\u00e9\u00e3\u00e3\u00e3\u00e3\u00e3\u00e3}$$

$$\tilde{N}_{\text{i\u00e0}} := 124$$

$$g_{\text{i}} := 0.015$$

$$\Delta g_{\text{i}} := \frac{d \cdot C_{\text{p\u00ed}} \cdot (1350 - \hat{O}_{\text{e\u00e0}})}{0.95 \cdot 51 \cdot 10^6} = 4.841 \times 10^{-3}$$

--\u00e0 \u00e0\u00e0\u00e0\u00e0 \u00e0\u00e0\u00e0

$$\tilde{N}_{\text{\u00f1i}} := \frac{C_{\text{p\u00ed}} \cdot d + \tilde{N}_{\text{i\u00e0}} \cdot (1 + g_{\text{i}} + \Delta g_{\text{i}})}{1 + g_{\text{i}} + \Delta g_{\text{i}} + d} = 1.408 \times 10^3$$

$$\hat{A}_{\text{e\u00f1\u00e0\u00e0\u00e0}} := \frac{\tilde{N}_{\text{\u00f1i}} \cdot (1350 - \hat{O}_{\text{e\u00e0}})}{0.95 \cdot 51 \cdot 10^6} = 0.018$$

$$R_{\text{\u00f1i}} := \frac{R_{\text{a}} + d \cdot R_{\text{i}}}{1 + d} = 287.909$$

$$\kappa_{\text{\u00f1i}} := \frac{\tilde{N}_{\text{\u00f1i}}}{\tilde{N}_{\text{\u00f1i}} - R_{\text{\u00f1i}}} = 1.257$$

\u041f\u0438\u0442\u043e\u043c\u0435 \u043f\u0456\u0434\u0432\u0435\u0434\u0435\u043d\u0435 \u0442\u0435\u043f\u043b\u043e

$$g_{\text{i\u00e0e}} := \tilde{N}_{\text{\u00f1i}} \cdot (T_{\text{a}} - \hat{O}_{\text{e\u00e0}}) = 8.701 \times 10^5$$

\u043a\u043e\u0435\u0444\u0456\u0446\u0456\u0435\u043d\u0442 \u043d\u0430\u0434\u043b\u0438\u0448\u043a\u0443 \u043f\u043e\u0432\u0456\u0442\u0440\u044f

$$L_0 := 20$$

$$\alpha := \frac{1}{L_0 \cdot (\hat{A}_{\text{e\u00f1\u00e0\u00e0\u00e0}} + \Delta g_{\text{i}})} = 2.193$$

$$q_{ox} := 0.07$$

$$q_{\hat{a}} := 0.01$$

$$\eta_i := 0.96$$

$$\eta_{\hat{a}\hat{o}} := 0.9$$

$$\hat{O}\hat{a}\hat{o} := T_{\hat{a}} - \frac{L_{\hat{a}\hat{o}}}{\frac{\kappa_{\hat{n}i}}{\kappa_{\hat{n}i} - 1} \cdot R_{\hat{n}i} \cdot \eta_i \cdot (1 + \hat{A}\hat{e}\hat{o}\hat{d}\hat{a}\hat{o}\hat{a}) \cdot (1 - 0.5 \cdot q_{ox} - q_{\hat{a}})} = 1.151 \times 10^3$$

$$\hat{D}\hat{o}\hat{a}\hat{\alpha} = \hat{\delta}\hat{a} \cdot \left[1 - \frac{L_{\hat{a}\hat{o}}}{\frac{\kappa_{\hat{n}i}}{\kappa_{\hat{n}i} - 1} \cdot R_{\hat{n}i} \cdot \eta_i \cdot \eta_{\hat{a}\hat{o}} \cdot T_{\hat{a}} \cdot (1 + \hat{A}\hat{e}\hat{o}\hat{d}\hat{a}\hat{o}\hat{a}) \cdot (1 - 0.5 \cdot q_{ox} - q_{\hat{a}})} \right]^{\frac{\kappa_{\hat{n}i}}{\kappa_{\hat{n}i} - 1}} = 6.854 \times 10^5$$

$$\eta_{\hat{o}i\hat{o}} := 0.9$$

$$\hat{O}\hat{o}i\hat{o} := \hat{O}\hat{a}\hat{o} - \frac{L_{\hat{e}i\hat{o}}}{\left(\frac{\kappa_{\hat{n}i}}{\kappa_{\hat{n}i} - 1} \cdot R_{\hat{n}i} \cdot \eta_i \right) \cdot [(1 + \hat{A}\hat{e}\hat{o}\hat{d}\hat{a}\hat{o}\hat{a}) \cdot (1 - 0.5 \cdot q_{ox} - q_{\hat{a}})]} = 1.01 \times 10^3$$

$$\hat{D}\hat{o}i\hat{o} := \hat{D}\hat{o}\hat{a}\hat{o} \left[1 - \frac{L_{\hat{e}i\hat{o}}}{\left(\frac{\kappa_{\hat{n}i}}{\kappa_{\hat{n}i} - 1} \cdot R_{\hat{n}i} \cdot \eta_i \cdot \eta_{\hat{o}i\hat{o}} \right) \cdot 1350 \cdot (1 + \hat{A}\hat{e}\hat{o}\hat{d}\hat{a}\hat{o}\hat{a})} \right]^{\frac{\kappa_{\hat{n}i}}{\kappa_{\hat{n}i} - 1}} = 3.868 \times 10^5$$

робота турбіни газогенератора

$$L_{\hat{e}} := \frac{L_k}{(1 + \hat{A}\hat{e}\hat{o}\hat{d}\hat{a}\hat{o}\hat{a}) \cdot (1 - q_{ox} - q_{\hat{a}}) \cdot \eta_i} = 4.965 \times 10^5$$

тиск турбіни

$$\hat{\delta}\hat{o} := 1.05 \cdot 101325 = 1.064 \times 10^5$$

ступінь розширення

$$\ddot{\delta} := \frac{D\delta}{\delta} = 3.636$$

$$\eta_{\ddot{\delta}} := 0.95$$

$$L\delta := \left(\frac{\kappa_{\ddot{\delta}}}{\kappa_{\ddot{\delta}} - 1} \cdot R_{\ddot{\delta}} \cdot \eta_{\ddot{\delta}} \cdot \ddot{\delta} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{\ddot{\delta}^{0.229}} \right) = 3.458 \times 10^5$$

температура за ст

$$\ddot{\delta} := \ddot{\delta} - \frac{L\delta}{\frac{\kappa_{\ddot{\delta}}}{\kappa_{\ddot{\delta}} - 1} \cdot (R_{\ddot{\delta}} \cdot \eta_{\ddot{\delta}})} = 751.685$$

витрата повітря що проходить через гт
у

$$G_{\ddot{\delta}} := \frac{N}{L\delta} = 2.892 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\frac{16000000}{(3.028 \times 10^5)} = 52.84 \quad \text{кілограм за секунду}$$

$$\eta_{\ddot{\delta}} := 0.95$$

$$N_{\ddot{\delta}} := \eta_{\ddot{\delta}} \cdot L\delta \cdot \frac{1 + g_{\ddot{\delta}}}{1000000} = 0.348$$

питома витрата палива

$$\ddot{\delta} := \frac{3600 \cdot \hat{A}_{\ddot{\delta}}}{N_{\ddot{\delta}} \cdot 1000} = 0.186$$

$$\eta := \frac{L\delta}{g_{\ddot{\delta}} \cdot \ddot{\delta}} = 0.397$$