

**ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ  
З УТИЛІЗАЦІЙНИМ ПОВІТРЯНИМ КОНТУРОМ**

Шифр “ китайський феномен ”

## ЗМІСТ

Вступ	3
1 Вплив температури навколишнього повітря на параметри ГТУ	4
2 Аналіз способів збільшення потужності і ККД ГТУ	6
3 Дослідження утилізаційного повітряного контуру ГТУ	10
3.1 Опис роботи ГТУ з УПК	10
3.2 Визначення параметрів УПК	11
Висновки	16
Список використаної літератури	17
Додаток А	18

## Вступ

Газотурбінним установкам (ГТУ) притаманний ряд властивостей, які роблять їх незамінними при створенні сучасних потужних енергоустановок для електростанцій, газотранспортної мережі, військового флоту [1, 2]:

- висока питома потужність. Агрегатна потужність досягає 500 МВт, електричний ККД в залежності від параметрів і складності циклу – в межах 28-38%, для комбінованих установок – до 55 %, а при утилізації низькопотенційного тепла у когенераційних енергоблоках коефіцієнт використання палива – до 90%;

- малі маса та габарити;

- надзвичайна маневреність, малий час запуску і висока швидкість зміни потужності;

- менший, ніж у інших типів електростанцій, шкідливий вплив на навколишнє середовище;

- більша, ніж у інших установок, схильність до індустріальних методів будівництва (модульність, перевага монтажних робіт над будівельними), істотно менші терміни будівництва, простота експлуатації та ремонту.

Істотним недоліком ГТУ є невисокий коефіцієнт корисної дії (ККД), який не перевищує 38 % і суттєво знижується з підвищенням температури навколишнього середовища. Основним шляхом підвищення ККД газотурбінних установок є збільшення температури газу та ускладнення циклу: регенерація теплоти відхідних газів газотурбінного двигуна (ГТД), використання проміжного охолодження та/або перегріву, утилізація тепла вихлопних газів ГТД у паровому котлі з подачею отриманої пари на парову турбіну або у камеру згоряння газотурбінного двигуна. Перспективним, також вважається використання утилізаційного повітряного контуру (УПК), робоче тіло якого підігрівається вихідними газами газотурбінного двигуна [3–7].

## 1 Вплив температури навколишнього повітря на параметри ГТУ

Державним підприємством "Науково-виробничий комплекс газотурбобудування" (ДП НВКГ) "Зоря" –"Машпроект" створені газотурбінні двигуни та газотурбінні установки, ККД яких відповідає сучасному світовому рівню. Перспективними для українських ГТУ вважаються ринки Азії, Близького Сходу та Північної Африки. Важливою проблемою, що виникає при використанні газотурбінних установок у цих регіонах є високі температури навколишнього повітря, внаслідок чого погіршуються параметри установки. Такми чином, збільшення потужності і ККД газотурбінних установок при високих температурах навколишнього повітря є актуальною задачею.

Визначимо, як зміняться параметри ГТУ при зростанні температури навколишнього повітря на прикладі ГТУ UGT15000 і UGT25000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (основні параметри приведені у таблиці 1 [1]).

Таблиця 1 – Параметри ГТУ виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект"

Тип двигуна	UGT 15000	UGT25000
Температура навколишнього повітря. °С	15	15
Потужність у простому циклі, МВт	17,5	26,7
ККД у простому циклі, %	35,0	36,5

Розрахунки, виконані з методикою [7], показали, що при зростанні температури повітря до 38°С, потужність ГТУ UGT15000 знизиться до 13,0 МВт, а ККД до 32,2%. Аналогічно потужність ГТУ UGT25000 може знизитись до 20 МВт, а ККД до 33 %. Тобто у першому випадку установка втратить 4,5 МВт потужності, а у другому – 6,7 МВт. Компенсувати втрату потужності можливо, якщо встановити більш потужний двигун (наприклад, замість ГТУ UGT16000 використати ГТУ UGT25000), проте у обох випадках ККД не перевищить 33 %. Таким чином, постає задача забезпечення великих

значень потужності і ККД установки при високих температурах навколишнього повітря. Крім цього, обраний спосіб покращення характеристик ГТУ не повинен погіршити інші їх переваги: малі масогабаритні показники, високу маневреність, блочність.

## 2 Аналіз способів збільшення потужності і ККД ГТУ

Основними шляхами покращення параметрів газотурбінних установок в умовах високих температур за рахунок ускладнення циклу є [1-7]:

- охолодження повітря на вході до ГТД шляхом впорскування та охолодження води. Підвищує ККД і потужність двигуна. Проте потребує великої кількості спеціально підготовленої води. При високих температурах зовнішнього повітря (вище 25–30 °С) не можна охолодити його до 15 °С;

- охолодження повітря на вході за допомогою холодильних машин. Не потребує підготовленої води і теоретично може підтримувати постійну низьку температуру на вході до ГТД. Проте холодильна машина споживає велику кількість електричної енергії, а ефективність охолодження різко падає при зростанні температури повітря. Перспективним є використання абсорбційних чиллерів, які можуть працювати на теплі вихлопних газів ГТУ;

- утилізація тепла вихлопних газів ГТД у паровому котлі з подачею отриманої пари на парову турбіну (схема ГТУ з ТУК). Потужність і ККД у даному випадку можуть піднятися на 30–40% (відн.). Проте до газотурбінного блоку добудовується великий паротурбінний комплекс, що ще більше ускладнює установку та її експлуатацію, а також підвищує її капітальну вартість. Крім цього установка потребує води для підживлення парового контуру, і громіздкої системи охолодження конденсатора;

- використання схеми з впорскуванням пари. В даному варіанті пара, що виробляється у котлі-утилізаторі подається до камери згоряння двигуна, що підвищує його потужність (на 30-60%). ККД такої установки складає близько 45%. Сама установка простіша за схему ГТУ з ТУК, оскільки не має парової турбіни та обладнання що її обслуговує. Але ця установка є споживачем великої кількості спеціально виготовленої води високої якості, що дуже сильно підвищує витрати на її експлуатацію;

- варіантом установки з впорскуванням пари є схема "Водолій", у якій в спеціальному пристрої (контактному конденсаторі) із вихлопних газів двигуна

видаляється водяна пара. ККД цієї установки такий же самий, що й в установки з впорскуванням пари, але до її складу входить додаткова система з контактним конденсатором та насосами великої потужності;

- регенерація теплоти відхідних газів двигуна. Цей спосіб дозволяє підвищити ККД ГТУ на 10-25% (відн.). До складу установки вводиться теплообмінний апарат (регенератор), у якому повітря, що подається до камери згоряння ГТД, підігрівається вихлопними газами двигуна. Недоліком цього способу є велика маса та габарити регенератору та необхідність переробки конструкції двигуна під регенеративний цикл. Крім цього введення регенератора зменшує потужність ГТД через додаткові втрати тиску у теплообміннику і погіршує його маневрені характеристики;

- ГТУ з утилізаційним повітряним контуром (УПК), в якій відхідні гази газотурбінного двигуна у спеціальному теплообміннику підігрівають повітря, що розширюється у окремій повітряній турбіні. В таких схемах можна збільшити і потужність і ККД установки, проте її маса та габарити також збільшаться здебільшого за рахунок маси та габаритів повітрянагрівача.

Виходячи із перспективи розміщення установки у районах із жарким, засушливим кліматом доводиться відмовитись від циклів, що побудовані на використанні води та пари внаслідок з високих витрат на приготування води високої якості.

Проаналізував можливі шляхи підвищення ККД газотурбінної електростанції, пропонується дообладнати її утилізаційним повітряним контуром.

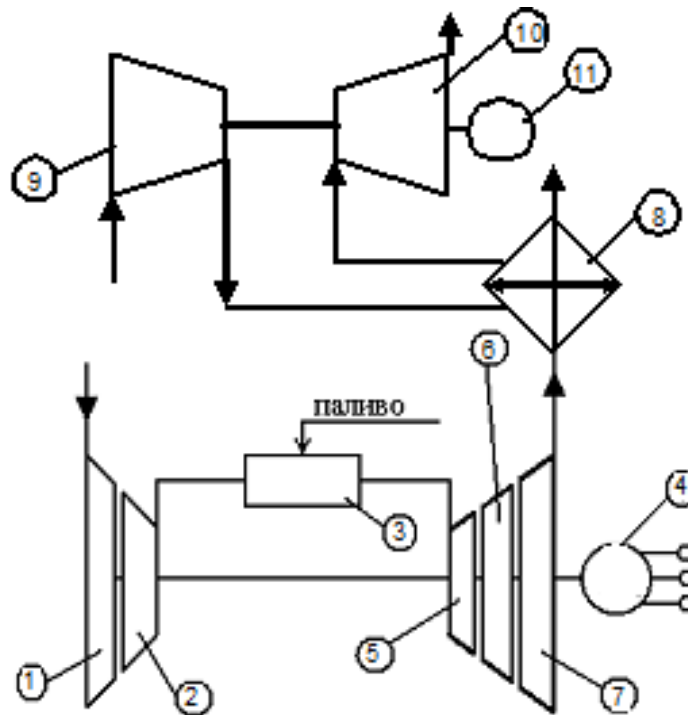
Перевагою цього варіанту над регенеративною схемою, схемою з проміжним перегрівом або охолодженням є відсутність необхідності переробки конструкції газотурбінного двигуна. Для даного варіанту можна використати будь-який ГТД, виробництво якого вже налагоджено.

Перевагою ГТУ з УПК над іншими утилізаційними схемами є відсутність великого пароводяного контуру з утилізаційним котлом, паровою турбіною, конденсаторами, насосами та обладнанням для приготування води, що

особливо важливо для спекотних, посушливих районів, де постачання установки спеціально приготованою водою може привести до значних фінансових витрат.

До складу утилізаційного повітряного контуру входять (рис. 1):

- утилізаційний повітряний турбокомпресор (компресор і турбіна на одному валу);
- утилізаційний повітрянагрівач, в якому теплом вихлопних газів основного ГТД підігрівається повітря, що виходить із компресора УПК та йде до його турбіни;
- редуктор, допоміжне обладнання.



1 – компресор низького тиску ГТД; 2 – компресор високого тиску ГТД; 3 – камера згоряння ГТД; 4 – електрогенератор ГТД; 5 – турбіна високого тиску ГТД; 6 – турбіна низького тиску ГТД; 7 – турбіна силова ГТД; 8 – повітрянагрівач; 9 – повітряний компресор УПК; 10 – повітряна турбіна УПК; 11 – генератор УПК.

Рисунок 1 – Принципова схема ГТУ з УПК

Обладнання УПК можна розмістити у окремих контейнерах, аналогічних контейнерам ГТУ, що значно скоротить строки монтажних робіт та їх вартість. Установа зберігає гарні маневрені характеристики: у процесі пуску головний газотурбінний двигун швидко прийме основну частину навантаження, а після прогріву теплообмінника додаткову потужність почне виробляти повітряна турбіна УПК.

### 3 Дослідження утилізаційного повітряного контуру ГТУ

#### 3.1 Опис роботи ГТУ з УПК

Установка складається з двох частин: ГТУ та теплоутилізуючого повітряного контуру, які пов'язані між собою утилізаційним повітрянагрівачем. В основі роботи обох частин лежить цикл Брайтона [7] (рис. 2).

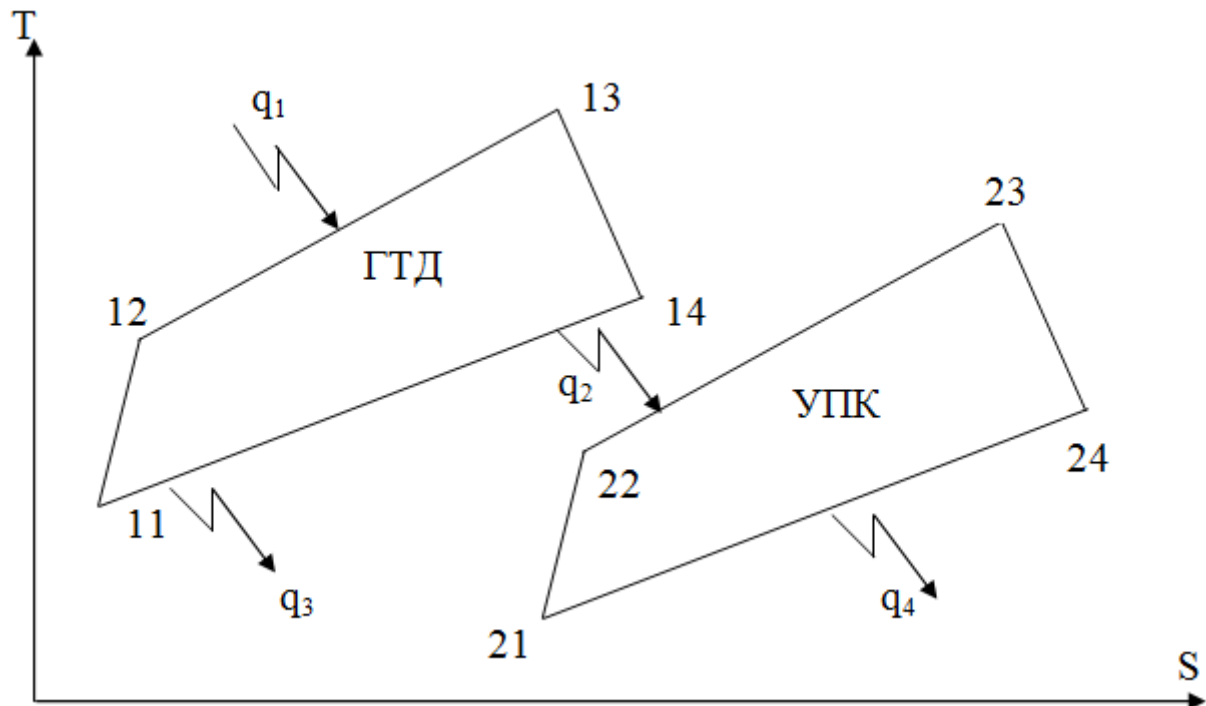


Рисунок 2. – Цикл роботи ГТУ з утилізаційним повітряним контуром

ГТУ працює наступним чином. Компресор низького тиску (КНТ) основного ГТД засмоктує повітря із атмосфери і стискає його, далі компресор високого тиску (КВТ) продовжує процес стискання і підвищує тиск повітря до потрібного рівня (процес 11-12 на рис 2). У камері згоряння температура робочого тіла ГТД підвищується внаслідок згоряння палива (процес 12-13,  $q_1$  – тепло, що підводиться у камері згоряння). Отримані гарячі гази розширюються у турбінах високого (ТВТ), низького тиску (ТНТ) та у силевій турбіні (процес 13-14). ТВТ та ТНТ обертають відповідні компресори, а силова турбіна – генератор. Відпрацьовані гази у повітрянагрівачі підігрівають робоче тіло у

утилізаційному контурі ( $q_2$  – тепло, що передано у підігрівачі), а потім викидаються до атмосфери (процес 14 – 11,  $q_3$  – тепло, що пішло з димовими газами).

Повітряний компресор теплоутилізаційного контуру стискає повітря (21–22). Далі повітря підігрівається у утилізаційному повітропідігрівачі (22–23), після чого розширюється у повітряній турбіні (23–24), яка обертає повітряний компресор та генератор. Після турбіни повітря можна викинути до атмосфери, або охолодити у спеціальному холодильнику і знову подати до компресора ( $q_4$  – тепло, що передається навколишньому середовищу).

### **3.2 Визначення параметрів УПК**

Розрахунки утилізаційного повітряного контуру виконувались за рекомендаціями [7]. В якості базового двигуна взято ГТУ UGT 15000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (потужність 17,5 МВт, ККД 35 % при температурі зовнішнього повітря 15°C). Розрахунки проведені при температурі зовнішнього повітря 38 °С, при якій спостерігається суттєве зниження потужності і ККД ГТД (до 13 МВт і 32,2 %, відповідно). Результати розрахунків (при теплової ефективності повітронагрівача 0,9) приведено у додатку А. Потужність УПК прийнята 2 МВт, що забезпечить збільшення загального ККД на 15,3 %.

Встановлено, що основний вплив на економічність установки здійснюють наступні величини:

- температура вихлопних газів основного ГТД, збільшення якої приводить до зростання температури повітря перед турбіною УПК і, відповідно, до зростання її потужності;

- теплова ефективність повітронагрівача ( $\epsilon_{\text{УПК}}$ ), яка визначає величину підігріву повітря перед турбіною УПК. У літературі нема даних, за якими можна було б задатись цією величиною оскільки даний тип установок ще не

отримав широкого розповсюдження. Для попередньої оцінки цієї величини можна використовувати аналогію з регенератором ГТУ, значення ступеню регенерації якого у сучасних регенеративних установках складає 0,75–0,9 [5-7]. Збільшення величини  $\epsilon_{\text{УПК}}$  при постійній температурі гріючих газів приводить до зростання питомої потужності УПК (рис. 3).

– ступінь підвищення тиску ( $\pi_{\text{к УПК}}$ ). Звичайно вибирається на основі оптимізаційних розрахунків циклу, оскільки існує деяке оптимальне значення  $\pi_{\text{к}}$ , при якому питома потужність УПК досягає максимального значення. Із рис. 3 видно, що оптимальні значення  $\pi_{\text{к УПК}}$  знаходяться у діапазоні 3...4.

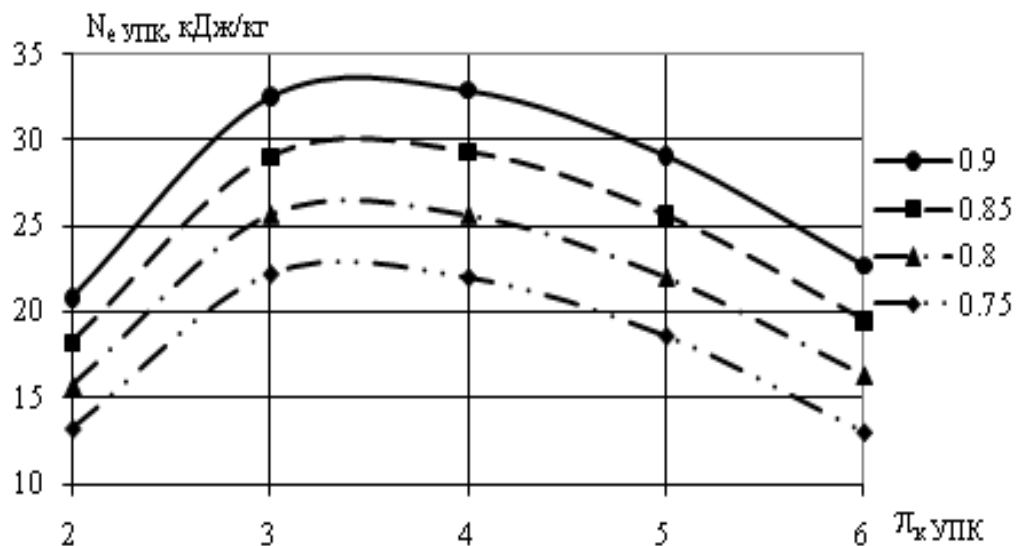


Рисунок 3 – Залежність питомої потужності УПК ( $N_e$  УПК) від ступеню підвищення тиску ( $\pi_{\text{к УПК}}$ ) та теплової ефективності повітропідігрівача ( $\epsilon_{\text{УПК}}$ )

Проте, згідно до [8] низький тиск теплоносія, який відповідає малим значенням  $\pi_{\text{к УПК}}$ , і збільшення теплової ефективності теплообмінника ( $\epsilon_{\text{УПК}}$ ) приводять до суттєвого зростання площі його теплообмінної поверхні, маси та габаритів. Таким чином, вибір оптимальних значень параметрів УПК слід розглядати як комплексну задачу, при рішенні якої необхідно добитись підвищення потужності установки при мінімальних масо-габаритних показниках повітропідігрівача.

Розрахунки показали, що при збільшенні значення  $\epsilon_{\text{УПК}}$  зростає питома потужність утилізаційного контуру і зменшується витрата повітря у ньому (рис. 4), що повинно привести до зменшення маси утилізаційного теплообмінника.

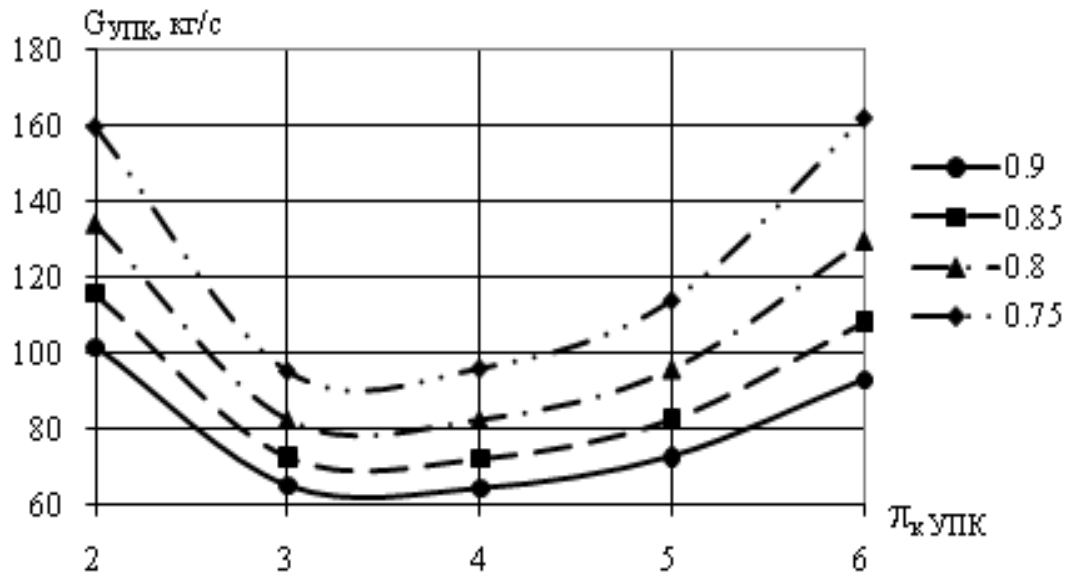


Рисунок 4 – Залежність витрати повітря в УПК (при потужності 2 МВт) від ступеню підвищення тиску ( $\pi_{k \text{ УПК}}$ ) та теплової ефективності повітропідігрівача ( $\epsilon_{\text{УПК}}$ )

За методикою, що приведена у [8], було оцінено масу утилізаційного повітрянагрівача при різних значеннях  $\pi_{k \text{ УПК}}$  і  $\epsilon_{\text{УПК}}$  (Додаток А). При розрахунку прийнято, що теплоносії рухаються у теплообміннику за протитечією, значення коефіцієнта теплопередачі прийнято на рівні характерному для трубчастих теплообмінників  $k_{\text{ТО}}=100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .

Результати розрахунку показали (рис. 5), що для кожного значення  $\epsilon_{\text{УПК}}$  можна знайти таке значення  $\pi_{k \text{ УПК}}$ , при якому площа його теплообмінної поверхні буде мінімальною. Вказані значення знаходяться у діапазоні  $\pi_{k \text{ УПК}} = 3 \dots 5$ , якому відповідають найбільші значення питомої потужності УПК.

На рис. 6 показана залежність площі теплообмінної поверхні повітрянагрівача (при потужності УПК 2 МВт) від теплової ефективності при

оптимальних значеннях  $\pi_{к\text{УПК}}$ , з якої видно, що найменші значення площі теплообмінної поверхні утилізатора отримані при значеннях  $\varepsilon_{\text{УПК}} = 0,86 \dots 0,9$ .

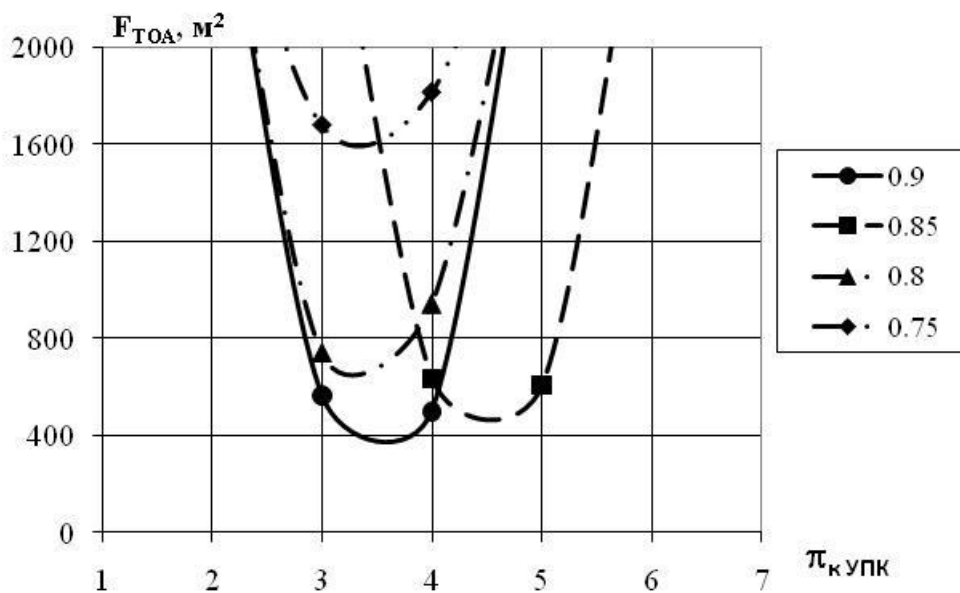


Рисунок 5 – Залежність площі поверхні теплообміну ( $F_{\text{ТОА}}$ ) утилізаційного теплообмінника (при загальній протитечії теплоносіїв) від ступеня підвищення тиску ( $\pi_{к\text{УПК}}$ ) і ступеня підігріву повітря в ньому ( $\varepsilon_{\text{УПК}}$ )

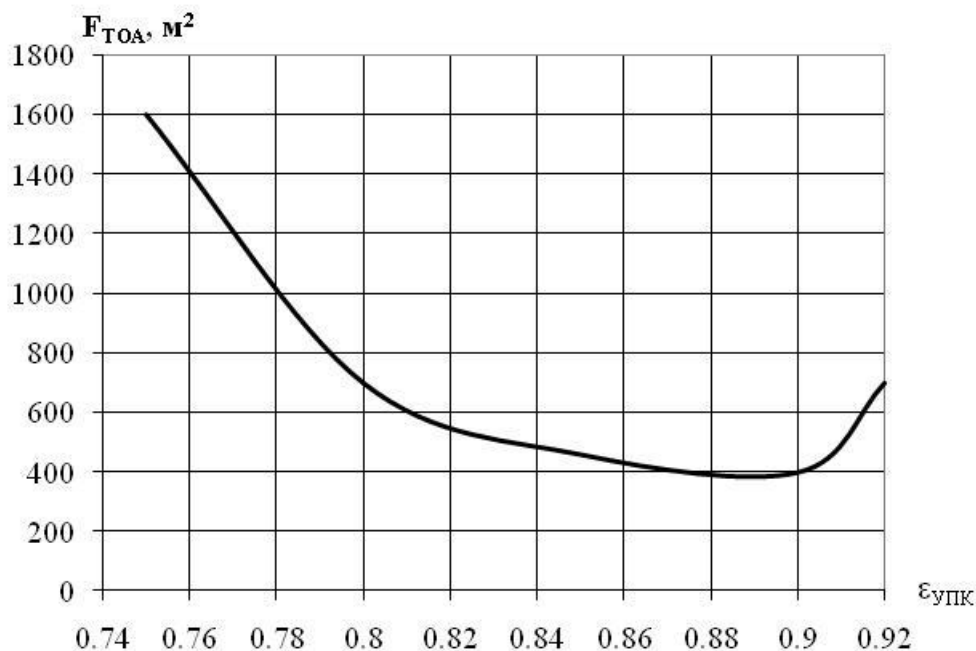


Рисунок 6 – Залежність площі теплообмінної поверхні повітрянагрівача (при потужності УПК 2 МВт) від теплової ефективності ( $\varepsilon_{\text{УПК}}$ ), при оптимальних значеннях  $\pi_{к\text{УПК}}$

Мінімальне значення площі теплообмінної поверхні повітрянагрівача отримано при  $\varepsilon_{\text{УПК}} = 0,885$  і  $\pi_{\text{к УПК}} = 4$ . Потужність УПК при цьому склала 2 МВт, загальна потужність установки – 15 МВт (потужність ГТД 13 МВт), загальний ККД установки – 37,15 % (ККД ГТД 32,2 %).

## Висновки

Вибір оптимальних значень параметрів УПК слід розглядати як комплексну задачу, при рішенні якої необхідно добитись підвищення потужності установки при мінімальних масо-габаритних показниках.

Розглянуто ГТУ UGT15000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" з утилізаційним повітряним контуром при температурі навколишнього повітря 38 °С.

У результаті розрахунків встановлено, що найбільша потужність УПК при мінімальних масо-габаритних показниках повітропідігрівача досягається в діапазоні значень ступеню підвищення тиску в УПК  $\pi_{к\text{ УПК}} = 3...4$  і теплової ефективності повіронагрівача  $\varepsilon_{\text{УПК}}=0,86...0,9$ .

Мінімальне значення площі теплообмінної поверхні повіронагрівача отримано при  $\varepsilon_{\text{УПК}} = 0,885$  і  $\pi_{к\text{ УПК}} = 4$ . Потужність УПК при цьому склала 2 МВт, загальна потужність установки – 15 МВт (потужність ГТД 13 МВт), загальний ККД установки – 37,15 % (ККД ГТД 32,2 %).

## Список використаної літератури

- [1] Романов, В.И. (Ред.). (2005). Николаевские газотурбинные двигатели и установки. Николаев: Юг-Информ.
- [2] Горбов, В. М., Кот, В.П. (2013). Енциклопедія суднової енергетики. Миколаїв: НУК.
- [3] Ковалева, Е. А., Коваль, В. А., Тарелин, А. А. (2009). Оценка эффективных путей развития отечественных приводных двигателей для газотранспортной системы. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. №4/4 (40), 4–8.
- [4] Білека, Б., Боцула, А., Патон, Б., Коняхін, В., Костенко, Д., Парафійник, В., Письменний, Є., Халатов, А., (2008). Концепція (проект) державної науково-технічної програми "Створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики". *Вісн. НАН України*. № 4. 3–9.
- [5] Мовчан, С.Н., Бочкарев, Ю.В., Соломонюк, Д.Н. (2008). Этапы развития стационарных и судовых ГТУ с регенерацией теплоты. *Газотурбинные технологии*. №8, С.8-11.
- [6] Кузнецов, В.В., Кучеренко, О.С., Мовчан, С.Н., Филоненко, А.А., Шевцов, А.П. (2008) Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок. *Вестник национального технического университета "ХПИ"*. 35,89-96.
- [7] Арсеньев, Л.В., Тырышкин, В.Г., Богов, И.А. и др. (1989). Стационарные газотурбинные установки. Ленинград: Машиностроение.
- [8] Бажан, П.И., Каневец, Г.Е., Селиверстов, В.М. (1989). Справочник по теплообменным аппаратам. Москва: Машиностроение.

## Додаток А

Таблиця А.1 – Розрахунок утилізаційного повітряного контуру (за методикою [7]) при  $\epsilon_{УПК}=0,9$

Величина	Формула, або джерело	Значення				
Загальний ступінь підвищення тиску в контурі	прийнято	2	3	4	5	6
Розрахунок компресору						
Температура зовнішнього повітря, К (°C)		311 (38)	311 (38)	311 (38)	311 (38)	311 (38)
Приймаємо показник адіабати процесу стиснення повітря в компресорі	$k_B$	1.396	1.395	1.395	1.395	1.395
Температура повітря за компресором, К	$T_2 := T_1 \cdot \left( 1 + \frac{\frac{k_B - 1}{k_B} \pi_K - 1}{\eta_{ПК}} \right)$	386.4	437.4	477.5	510.9	539.8
Середня температура процесу підвищення тиску повітря в компресорі для обчислення теплофізичних властивостей повітря, К	$T_{ср.к} := \frac{T_1 + T_2}{2}$	348.8	374.3	394.4	411.1	425.5

Продовження таблиці А.1

Величина	Формула, або джерело	Значення				
Середня масова ізобарна теплоємність повітря для процесу стискання в компресорі, кДж/(кг·С)	за [7]	1.011	1.014	1.015	1.018	1.02
Показник адіабати для процесу стискання повітря в компресорі ( $R_B = 0.287 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ -газова постійна для повітря)	$k_{\text{впр}_i} := \frac{C_{pB_i}}{C_{pB_i} - R_B},$	1.396	1.395	1.394	1.393	1.392
Розбіжність, %	$\frac{k_{\text{впр}} - k_B}{k_B} \cdot 100$	0.014	$-3.65 \cdot 10^{-3}$	-0.074	-0.153	-0.231
Тиск на вході до компресора, МПа	$P_1 := P_a \cdot v_{\text{вх}}^{v_h}$	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Тиск на виході з компресора, МПа	$P_2 := P_1 \cdot \pi_k$	0.2	0.299	0.399	0.499	0.599
Витрати енергії на привод компресора, кДж/кг	$N_{k_i} := C_{pB_i} \cdot (T_{2_i} - T_1)$	76	127.9	168.8	203.2	233
Розрахунок повітропідігрівача						
Температура на виході з утилізаційного повітропідігрівача, К $\varepsilon_{\text{УВП}} := 0.9$	$T_3 := T_2 + \varepsilon_{\text{УВП}} \cdot (T_{\text{ГТД}} - T_2),$ де $T_{\text{ГТД}} := 421 \cdot C + 273 \cdot C = 694$	663.24	668.34	672.35	675.69	678.58

Продовження таблиці А.1

Величина	Формула, або джерело	Значення				
Розрахунок турбіни						
Тиск повітря на вході до турбіни, МПа	$P_3 := P_2 \cdot v_{ук} \cdot v_B \cdot v_{увп} \cdot v_{ут}$	0.178	0.266	0.355	0.444	0.533
Тиск повітря на виході з турбіни, МПа	$P_4 := \frac{P_a}{v_{ГВ}}$	0.103	0.103	0.103	0.103	0.103
Загальний ступінь зниження тиску в турбіні	$\pi_T := \frac{P_3}{P_4}$	1.726	2.589	3.452	4.315	5.179
Приймаємо показник адіабати для процесу розширення газу в турбіні	$k_T$	1.38	1.381	1.381	1.382	1.382
Температура на виході турбіни, К	$T_{4_i} := T_{3_i} \left[ 1 - \left[ 1 - \left( \pi_{T_i} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right] \cdot \eta_T \right]$	571.6	515.6	479.6	453.3	433.2
Середня температура процесу розширення газу в турбіні, К	$T_{ср.т} := \frac{T_3 + T_4}{2}$	617.4	592	576	564.5	555.9
Середня масова ізобарна теплоємність повітря для процесу розширення у турбіні, кДж/(кг·С)	за [7]	1.056	1.05	1.047	1.044	1.042

Продовження таблиці А.1

Величина	Формула, або джерело	Значення				
Показник адиабати для процесу розширення повітря у турбіні	$k_{T\_пр_i} := \frac{C_{pT_i}}{C_{pT_i} - R_B}$	1.373	1.376	1.378	1.379	1.38
Розбіжність, %	$\frac{k_{T\_пр_i} - k_T}{k_{T\_пр_i}} \cdot 100$	-0.459	-0.25	-0.119	-0.024	0.4
Питома потужність турбіни, кДж/кг	$N_{T_i} := C_{pT_i} \cdot (T_{3_i} - T_{4_i})$	96.8	160.4	201.7	232.2	255.8
Питома корисна потужність УПК, кДж/кг	$N_e := N_T - N_K$	20.8	32.5	32.9	29.1	22.7
Витрата повітря через утилізаційний контур, кг/с	$G_B := \frac{N_{УВК}}{N_{e_i} \cdot (\eta_T \cdot \eta_G)}$	101.68	65.05	64.26	72.72	92.95
Оцінення площі поверхні теплообміну повітропідігрівача (за [8])						
Водяний еквівалент гарячого теплоносія, МВт/К	$W_G := G_G \cdot C_{pG}$	0.077	0.077	0.077	0.077	0.077
Водяний еквівалент холодного теплоносія, МВт/К	$W_{X_i} := G_{B_i} \cdot C_{pT_i}$	0.107	0.068	0.067	0.076	0.097
Мінімальний водяний еквівалент, МВт/К	$W_{min_i} := \min(W_{X_i}, W_G)$	0.077	0.068	0.067	0.076	0.077

Продовження таблиці А.1

Величина	Формула, або джерело	Значення				
Максимальний водяний еквівалент , МВт/К	$W_{\max_1} := \max(W_{X_1}, W_{\Gamma})$	0.107	0.077	0.077	0.077	0.097
Відношення еквівалентів	$W_{O_i} := \frac{W_{\min_1}}{W_{\max_1}}$	0.714	0.891	0.877	0.99	0.791
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м <sup>2</sup> К)	$k_{TO}$ , прийнято	100	100	100	100	100
Ефективність теплообмінника	$\varepsilon_{TO_i} := \text{if} \left( W_{X_1} \leq W_{\Gamma}, \frac{W_{X_1}}{W_{\Gamma}}, \frac{W_{\Gamma}}{W_{X_1}} \right)$ *ε УВП	1.261	0.9	0.9	0.9	1.137
Площа поверхні теплообміну (для чистої протитечії), м <sup>2</sup>	$F_{TO_i} := \frac{W_{\min_1}}{k_{TO}} \cdot \ln \left( \frac{1 - W_{O_i} \cdot \varepsilon_{TO_i}}{1 - \varepsilon_{TO_i}} \right)$	∞	566	500	6834	∞