

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Аерокосмічний факультет
Кафедра авіаційних двигунів

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Ю. М. Терещенко
“ _____ ” _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)

ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ “БАКАЛАВР”

ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ

«ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ»

Тема: **«Газотурбінна установка ефективною потужністю 25 МВт
з удосконаленням камери згоряння»**

Виконавець: студент ГУ-412

_____ *А.П. Сембрат*

Керівник: к.т.н., доц., проф.

_____ *В. В. Козлов*

Нормоконтролер: _____

_____ / _____

Київ 2022

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Аерокосмічний факультет

Кафедра авіаційних двигунів

Освітній ступень «Бакалавр»

Спеціальність 142 «Енергомашинобудування»

Освітньо-професійна програма: «Газотурбінні установки і компресорні станції»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

Ю. М. Терещенко

« ___ » 04 2022 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи бакалавра

Сембрату Андрію Петровичу

(прізвище, ім'я, по батькові випускника в родовому відмінку)

1. Тема дипломної роботи «Газотурбінна установка ефективною потужністю 25 МВт з удосконаленням камери згоряння»

затверджена наказом ректора від «13» 05 2022 р. № 507 /ст

2. Термін виконання роботи: з травня по червня 2022 року.

3. Вихідні дані до роботи: Спроекувати газотурбінну установку для приводу нагнітача природнього газу ефективною потужністю $N_e = 25$ МВт за стандартних атмосферних умов $P_n = 101325$ Па, $T_n = 288$ К. У інноваційній частині роботи запропонувати удосконалення жарової труби камери згоряння ГТУ.

4. Зміст пояснювальної записки:

- перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів;
- вступ;
- основна частина, в розділах якої розкривається зміст дипломної роботи;
- навчально-дослідна частина дипломної роботи;

- висновки та рекомендації;
- список використаної літератури;
- додатки (за потреби).

5. Перелік обов'язкового графічного (ілюстративного) матеріалу:

конструктивна схема газотурбінної установки; збірне креслення вузла, що проектується; функціональна (принципова) схема мастильної системи; схеми, рисунки з удосконалення камери згоряння.

6. Календарний план-графік

№ з/п	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1.	Аналіз аналогів ГТУ, що проектується, вибір прототипу та вхідних параметрів для проектування заданої ГТУ	25.04. – 01.05.22.	
2.	Термогазодинамічний розрахунки ГТУ	02.05. – 12.05.22.	
3.	Проектування вузла проточної частини та систем ГТУ	13.05. – 23.05.22.	
4.	Удосконалення камери згоряння ГТУ.	24.05. – 04.06.22.	
5.	Виконання графічного матеріалу	13.05. – 06.06.22.	
6.	Оформлення пояснювальної записки	07.06. – 09.06.22.	
7.	Попередній захист роботи.	10.06. – 11.06.22.	

7. Дата видачі завдання: «_____» _____ 2022 р.

Керівник дипломної роботи _____

(підпис керівника)

В.В. Козлов

(П.І.Б.)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис випускника)

А.П. Сембрат

(П.І.Б.)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи: “Газотурбінна установка ефективною потужністю 25 МВт з удосконаленням камери згоряння”: 90 сторінок, 31 рисунок, 11 таблиць, 2 додатки.

ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА, ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ГАЗОТУРБІННИЙ ДВИГУН, ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, МІЦНІСТЬ, СИСТЕМИ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ, КАМЕРА ЗГОРЯННЯ, ЕКОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Об'єктом дослідження кваліфікаційної роботи є енергетичні газотурбінні установки (ГТУ).

Предметом дослідження є газотурбінна установка для приводу нагнітача газу газоперекачувального агрегату.

Мета дипломного проекту – розробка ГТУ ефективною потужністю 25 МВт на рівні ескізного проекту з удосконаленням камери згоряння, що значно покращує її техніко-економічні і екологічні характеристики.

Метод дослідження – теоретичний та експериментальний, тобто аналіз функціональних параметрів і конструктивних схем, технічних рішень існуючих аналогів та прототипу.

Встановлено, що впровадження сучасних підходів до техніко-економічних і екологічних характеристик ГТУ, що проектуються, досягається різними способами, одним з яких є розробка камер згоряння, що реалізують різні методи і способи, які пов'язані з повнотою згоряння, з застосуванням багато зонних жарових труб та каталітичних камер згоряння.

Матеріали дипломного проекту рекомендується використати при розробках ГТУ, стендових випробуваннях ГТУ з метою їх подальшого впровадження в експлуатацію, та в навчальному процесі.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ.....	6
ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА.....	12
1.1. Проблеми газотранспортної системи України	12
1.2. Вибір параметрів робочого процесу ГТУ.....	13
Висновки за розділом 1	17
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ	18
2.1. Термодинамічний та газодинамічний розрахунки ГТУ.....	18
2.1.1. Термодинамічний розрахунок	18
2.1.2. Газодинамічний розрахунок	23
2.2. Розрахунок експлуатаційних характеристик ГТУ.....	34
2.3. Профілювання робочої лопатки турбіни високого тиску.....	38
2.3.1. Газодинамічний розрахунок першого ступеня турбіни високого тиску	38
2.3.2. Побудова профілю робочої лопатки турбіни високого тиску	45
2.4. Розрахунки на міцність	47
2.4.1. Розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни високого тиску	47
2.4.2. Розрахунок на міцність диска турбіни високого тиску	52
2.4.3. Розрахунок на міцність валу турбіни високого тиску	57
2.4.4. Перевірка валу на критичну частоту обертання	60
2.5. Розрахунок систем ГТУ	61
2.5.1. Розрахунок системи змащування	61
2.5.2. Паливна система.....	65
2.5.3. Пускова система	66
Висновки за розділом 2	76
РОЗДІЛ 3. УДОСКОНАЛЕННЯ КАМЕРА ЗГОРЯННЯ ГТУ.....	77
3.1. Специфічні вимоги до камер згоряння сучасних наземних ГТУ	77
3.2. Конструктивні типи камер згоряння наземних ГТУ	77
3.3. Вирішення проблем покращення характеристик сучасних камер згоряння ГТУ	79
Висновки за розділом 3	85
ВИСНОВКИ.....	86
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	87
Додаток А Конструктивна схема ГТУ і її мастильна система	89
Додаток Б Вузол турбіни компресора	90

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ.

Перелік умовних позначень

Позначення	Розмірність	Назва
1	2	3
$\sigma_{вх}$	-	коефіцієнт, що враховує втрати повного тиску у вхідному пристрої
$\eta_{с.к}^*$	-	ККД ступеня компресора
T_K^*	К	температура на виході з компресора
P_K^*	Па	тиск повітря на виході з компресора
q_1		питоме підведене тепло в камері згоряння
T_B^*	К	температура повітря в перерізі ν
P_B^*	Па	тиск повітря в перерізів
$C_{к.з}$	Дж/кг·К	середня теплоємність газів
$g_{пал}$		відносна витрата палива
H_u		теплота згоряння
$\eta_{Г}$	-	коефіцієнт, що враховує неповноту згоряння палива і втрати тепла
$P_{Г}^*$	Па	тиск на виході з камери згоряння
$\eta_{м.к}$	-	механічний ККД турбокомпресора
$g_{ох}$		величина відносної витрати повітря
L_0		кількість повітря необхідна для згоряння 1 кг
α	-	загальний коефіцієнт надлишку повітря
$g_{в}$		відносна витрата повітря
$\sigma_{п}$	-	коефіцієнт втрат тиску між турбінами
$\eta_{т.к}^*$	-	ККД турбіни
T_T^*	К	температура газу на виході з турбіни
$T_{Г,С}^*$	К	температура на виході з КЗ
T_T	К	статична температура на виході з турбіни
η_E	-	ККД циклу
$\eta_{с.т}^*$	-	ККД силової турбіни
T_T^*	К	повна температура газу на виході з турбіни
c_T	м/с	швидкість газу на виході з турбіни
λ_T	-	зведена швидкість
P_T	Па	тиск газу на виході з турбіни
$L_{с.т}^*$	Дж/кг	робота розширення газу в силовій турбіні

1	2	3
$N_{E,П,}$	Вт/(кг/с)	питома потужність
C_{ae}	м/с	осьова складова швидкості повітря
λ_{ae}	м/с	зведена швидкість потоку
$\eta_{M,C}$	-	механічний ККД силової турбіни
d_B	м	відносний діаметр втулки
$\eta_{K.P}$	-	коефіцієнт корисної роботи
C_E		питома витрата палива
G_K	кг/с	витрата повітря через компресор
$D_{B,CEP}$	м	середній діаметр РК на вході в компресор
$\rho_{нал}$	кг/м ³	густина палива
$h_{3,l}$	м	висота лопатки
$D_{B,K}$	м	зовнішній діаметр на вході в компресор
F_B	м	площа проточної частини
$D_{B.BT}$	м	діаметр втулки
$\lambda_{ак}$	м/с	зведена швидкість
$q(\lambda_{ак})$	-	функція щільності потоку
h_B	м	довжина лопатки першого ступеня компресора на вході
F_K	м ²	площа проточної частини на виході з компресора
z_K	-	кількість ступенів компресора
$u_{1.BT}$	м/с	колова швидкість біля втулки
$u_{B,K}$	м/с	колова швидкість на зовнішньому діаметрі
$(b/t)_{BT1}$	-	густина решіток
$\Delta W_{U.BT1}$	м/с	закрутка потоку повітря
$u_{z.BT}$	м/с	робота біля втулки РК останнього ступеня компресора
$L_{CEP.C.K}$	Дж/кг	середнє значення роботи одного ступеня компресора
C_{max}	м	абсолютна максимальна товщина
L_{ABT}	Дж/кг	робота, яку передають повітряю лопатки
$F_{Г.СА}$	м ²	площа поперечного перерізу проточної частини
G_T	кг/с	витрата газу в турбіні
ξ_{ox}	-	величина відносної витрати повітря
ξ_B	-	відносна витрата повітря, що відбирається для потреб
$\sigma_{K.3}$	-	коефіцієнт втрати повного тиску

1	2	3
$\sigma_{с.а}$	-	коефіцієнт втрат повного тиску
$q(\lambda_r)$	-	функція щільності потоку
$D_{Г.СЕР}$	м	середній діаметром турбіни
$h_{Г}$	м	довжина лопатки
$D_{Г.К}$	м	зовнішній діаметр
$D_{Г.ВТ}$	м	діаметр втулки
$u_{Т.К.СЕР}$	м/с	колова швидкість на середньому діаметрі турбіни компресора
$z_{Т.К}$	-	кількість ступенів турбіни
y^*	-	коефіцієнт навантаження
$\eta_{Т.К}^*$	-	ККД турбіни компресора
$F_{Г.С}$	м ²	площа поперечного перетину на вході в силову турбіну
$\sigma_{П}$	-	коефіцієнт, що характеризує втрати тиску між турбінами
$G_{Т}$	кг/с	витрата газу через силову турбіну
$D_{ВТ}$	м	постійний внутрішній діаметр
$D_{ГС.К}$	м	діаметральний розмір на виході із турбіни компресора
$F_{Т}$	м ²	площа поперечного перерізу на виході з силової турбіни
$D_{Т.ВТ}$	м	діаметральні розміри на виході з силової турбіни
$z_{С.Т.}$	-	кількість ступенів силової турбіни
$N_{К}$	Вт	потужність витрачена на обертання компресора
$u_{С.Т.СЕР}$	м/с	колова швидкість на середньому діаметрі на вході в силову турбіну
$N_{Т.К}$	Вт	потужність, яка виробляється турбіною компресора
$N_{Т.В}$	Вт	потужність, яка виробляється турбіною компресора високого тиску
$N_{К.В.}$	Вт	потужність, компресора високого тиску
$N_{К.Н.}$	Вт	потужність, компресора низького тиску
$N_{Т.Н}$	Вт	потужність, яка виробляється турбіною компресора низького тиску
$n_{С.Т}$	об/хв	частота обертання силової турбіни
$n_{К}$	об/хв	частота обертання ротора компресора
$p_{В}^*$	Па	тиск загальмованого потоку на вході в компресор
$T_{В}^*$	К	температура загальмованого потоку на вході в компресор

1	2	3
G_K	кг/с	масова витрата повітря через компресор
c_{1a}	м/с	осьова складова швидкості повітря на вході в компресор
u_K	м/с	колова швидкість лопаток
L_{CT}	Дж/кг	робота, що передається повітрю
u_{BT}	м/с	колова швидкість лопаток біля втулки
ΔW_{UK}	м/с	закрутка повітря в лопатках на периферії
$\Delta W_{U.BT}$	м/с	закрутка повітря в лопатках втулки
D_{1K}	м	діаметр РК на периферії
$(b/t)_{BT}$		густина решітки лопаток біля втулки
D_{1CP}	м	середній діаметр ступеня на вході в робоче колесо
T_2^*	К	температура загальмованого потоку
D_{1BT}	м	діаметр РК біля втулки
p_3^*	Па	тиск за ступенем
η_{CT}^*	-	ККД ступеня
c_{3a}	м/с	осьова складова швидкості повітря на виході з НА
λ_{3a}	-	зведена швидкість
$q(\lambda_{3a})$	-	відносна густина потоку
F_3	м ²	площа перерізу на виході з НА
D_{3BT}	м	діаметр втулкового перерізу
ρ_{BT}	-	ступінь реактивності ступеня
$\Delta \beta_{BT}$	град	кут повороту потоку
F_2	м ²	площа перерізу проточної частини
D_{2CEP}	м	діаметр середнього перерізу на виході з РК
$h_{2л}$	м	висота лопатки на виході з РК
u_{1BT}	м/с	окружна швидкість біля втулки
W_{1K}	м/с	відносна швидкість

Перелік скорочень

ГТУ	газотурбінна установка
ГТД -	газотурбінний двигун;
КВТ -	компресор високого тиску;
КНТ -	компресор низького тиску;
ТВТ -	турбіна високого тиску;
ТНТ -	турбіна низького тиску;
ККД -	коефіцієнт корисної дії;
РК -	робоче колесо;
ОК -	осьовий компресор.
СТ -	силова турбіна
КЗ -	камера згоряння
НА -	напрямний апарат
СА -	сопловий апарат
РЛ -	робоча лопатка

ВСТУП

В теперішній час в експлуатації на транспорті газу знаходяться двигуни різних поколінь, перше покоління двигунів відрізняється низькою контролепридатністю, експлуатаційною технологічністю та низькою економічністю (ККД-19%) [1, 6].

З точки зору економічної ефективності передовими на даний момент ГТУ приводами являються двигуни МИКОЛАЄВМАШПРОЕКТ (ККД-37%) [1, 2, 13]. В зв'язку з цим в даній роботі проаналізовано, основні технічні дані, характеристики та конструкція двигунів-аналогів ДН-70, ДН-80, ДГ-90, серед яких найбільш близьким до розробляемого підходить двигун типу ДН-80.

Вся робота у відповідності з технічним завданням складається з трьох розділів:

- Аналітичної частини.
- Проектної частини.
- Інноваційної частини.

Аналітична частина містить матеріали зібрані під час виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів» та переддипломної практики.

Проектна частина складається з розрахунків основних параметрів ГТУ. В основу проектної частини покладено також курсову роботу з «Теорії газотурбінних установок» та курсовий проект з «Конструкції, міцність та надійності газотурбінних установок і компресорів».

Третій розділ використовує матеріали переддипломної практики і представляє з себе інноваційну частину роботи в якій вирішується питання удосконалення камери згоряння з метою покращення техніко-економічних і екологічних характеристик ГТУ на рівні сучасних вимог.

Загальний об'єм РПЗ складає 88 аркушів без додатків, 90 аркушів разом з додатками. В роботі представлено 11 таблиць, 31 рисунків та 2 додатки. Використано 24 інформаційних джерел. В роботі представлені конструктивна схема ГТУ, її мастильна система та вузол турбіни компресора, які знаходяться в додаткових матеріалах до пояснювальної записки.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Проблеми газотранспортної системи України

За даними ЗМКБ «Івченко-прогрес» газотранспортна система України має наступні проблеми [1, 22]:

- 80% газотурбінних двигунів вже відпрацювало більше 100 тис. годин. У ближньому майбутньому (десь на протязі 20 років) потрібно провести заміну 204 двигунів потужністю 10 МВт.
- Низька економічність застарілих ГТД, ККД яких складає 18 – 27%, призводить до великої надлишкової витрати технологічного газу - паливного газу.
- Витрати на ремонт застарілого парку ГТД складають порядку 130 млн. доларів.

Тому в край потрібна розробка нового покоління українських ГТД, які б задовольняли б наступним вимогам [2, 5, 22]:

1).ККД у класі потужностей 6 – 25 МВт повинні бути 36 – 38 % замість експлуатуємих з 1970 р. ГТД з ККД 18 – 27 %.

2).Ресурси:

- призначений (загально-технічний) не менше 150000 годин;
- до першого капітального ремонту не менше 30000 годин.

3).Висока експлуатаційна технологічність та простота конструкції.

4).Викиді у вихлопних газах:

- окису вуглецю – 100 мг/м³;
- окису азоту – 50 мг/м³.

5).Забезпечення заявленої потужності ГТД у діапазоні температур зовнішнього повітря до + 15 °С і експлуатація двигунів у діапазоні температур від – 60 °С до +50 °С.

Порівняння ККД і потужностей різних ГТД за даними ЗМКБ «Івченко – Прогрес» представлено на рис. 1.1.

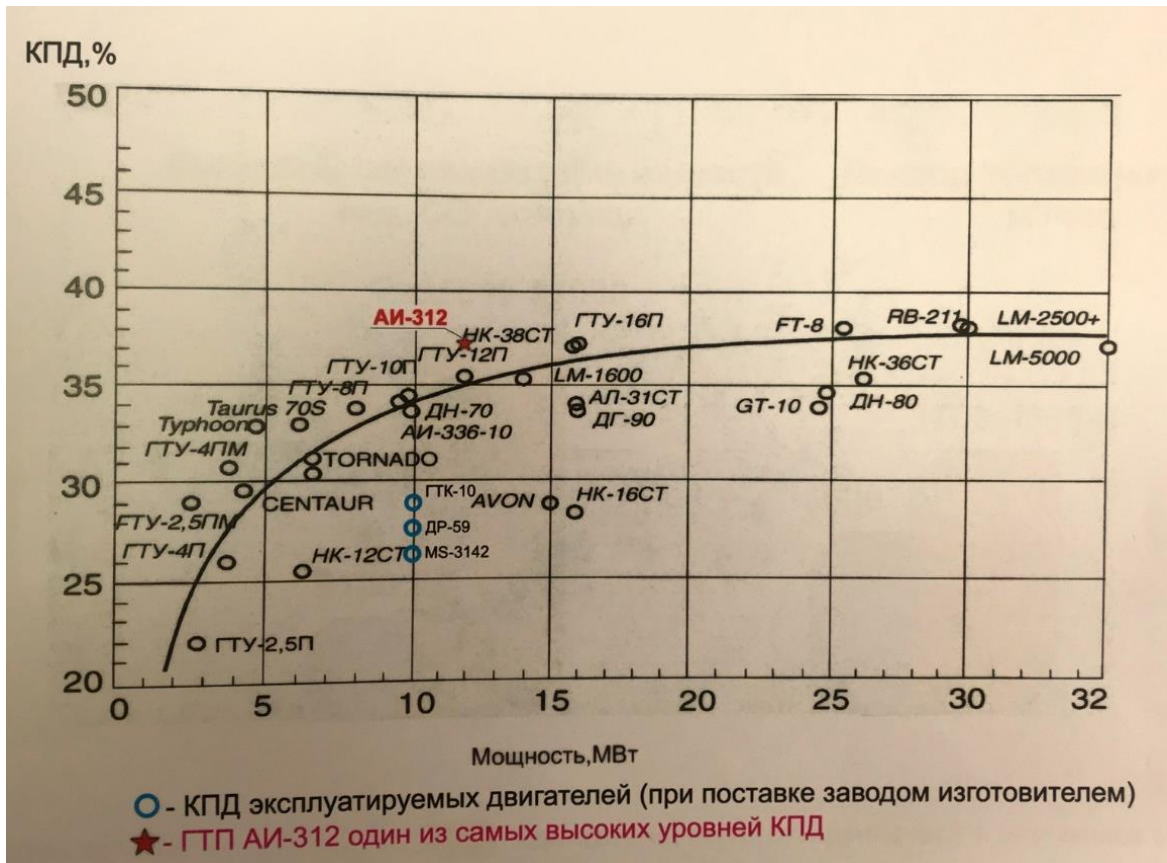


Рис. 1.1. Тенденція змінення ККД будуваних двигунів за поколіннями та потужностями.

1.2. Вибір параметрів робочого процесу ГТУ

Потужність ГТУ пропорційна витраті повітря в компресорі G_k та питомій потужності $N_{сп}$. Питома потужність залежить від параметрів робочого процесу: температури газу перед турбіною T_T , ступеня підвищення тиску π_k та ККД її вузлів. У зв'язку з цим вибір певних параметрів робочого процесу однозначно визначає питому потужність. Тому за обраних параметрах робочого процесу величина ефективної потужності буде визначатись витратами повітря.

Значення параметрів робочого процесу ГТУ та інших техніко-конструктивних параметрів ГТУ, що знаходяться в експлуатації у газотранспортній системі України, наведені в таблиці 1.1 [1–6]. З таблиці бачимо, що потужність змінюється в межах 4,4 – 25 МВт, температура газу перед турбіною – в межах 973 – 1400 К, ступінь підвищення тиску в межах 3,9 – 21,3. При цьому в міру збільшення T_T для кожної ГТУ збільшується π_k , ефективний ККД η_e , питома потужність $N_{сп}$ і зменшується питома витрата

палива C_e , що показано на рис.1.2 [2, 6, 8, 13] (точки рис.1.2 відповідають номерам ГТУ, зазначеними у таблиці 1.1.).

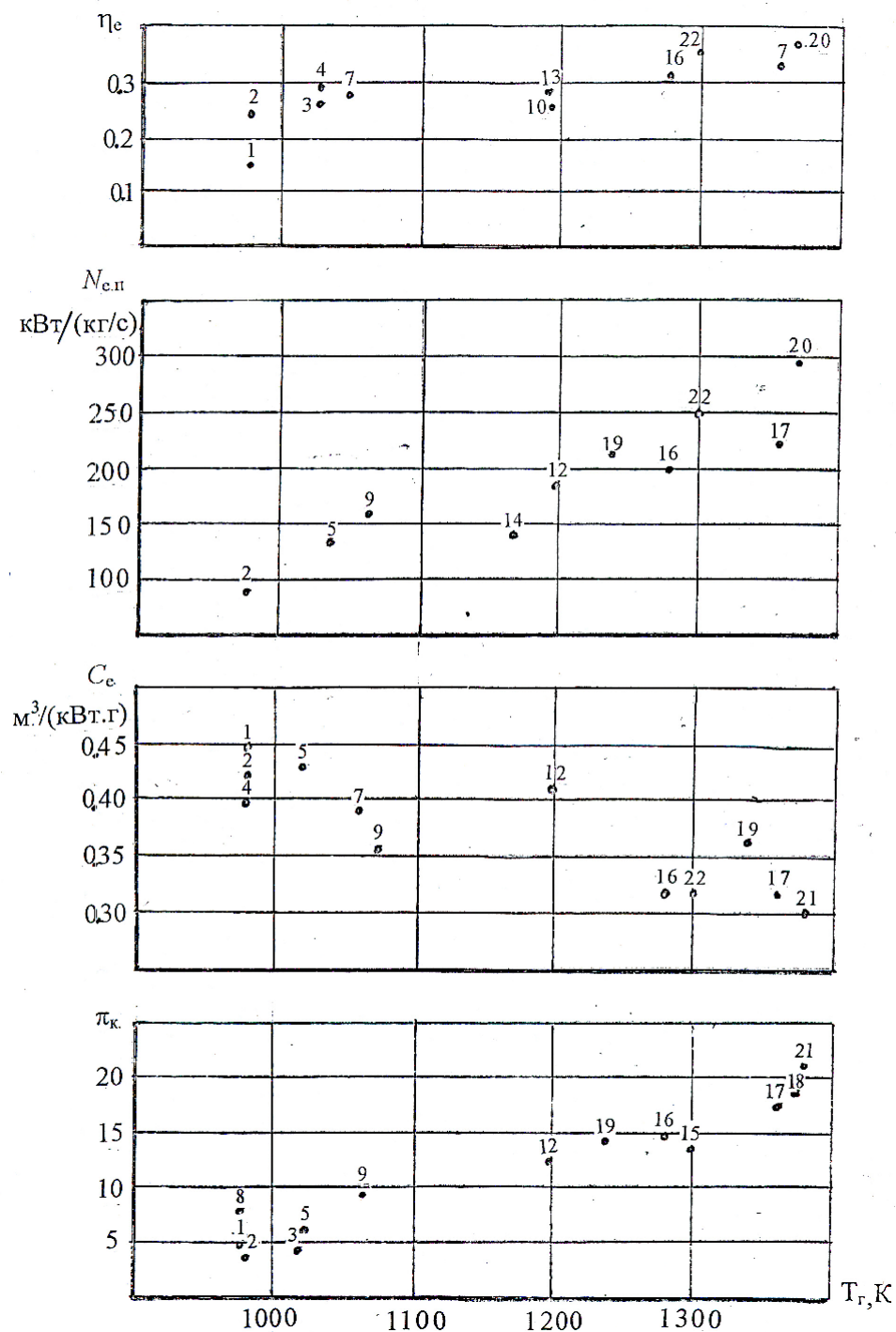


Рис. 1.2. Залежність T_g від основних параметрів ГТУ

Така закономірність змінення параметрів обумовлена тим, що для кожного значення T_g існує значення π_k , при якому величина $N_{сп}$ досягає максимуму і π_k , при якому C_e досягає мінімуму. У зв'язку з цим процес вибору

параметрів робочого процесу під час проектування ГТУ здійснюється за логикою: спочатку обирають величину T_r , яка може бути забезпечена на час початку проектування ГТУ; потім обирають відповідне значення π_k , яке знаходиться в межах між π_{k0} і $\pi_{k\epsilon}$.

Сьогодні ще експлуатуються ГТУ, які спроектовані понад 50 років тому [1, 6, 24]. На той час не було опановано охолодження лопаток турбін, тому температура газу перед турбіною не могла перевищувати 1000-1050 К. Вказаному значенню T_r відповідало оптимальне значення $\pi_k=4-6$: у такому разі ефективний ККД циклу без регенерації тепла складав 0,22-0,24, а з регенерацією тепла – 0,26-0,27. Установки, які мають зазначені параметри робочого процесу, прийнято відносити до ГТУ першого покоління [1]. Конструктивними особливостями цих установок є те, що всі вони є установками стаціонарного типу. До таких установок відносяться установки типу ГТК-5, ГТ-750-6, ГТ-6-750, ГТН-6, ГТК-10. Їх питома потужність знаходиться в межах 100-180 кВт/(кг/с), а питома витрата палива – в межах 0,37-0,43 кг/(кВт·год).

Після освоєння конвективного способу охолодження лопаток турбін зросла і температура газу перед турбіною до рівня 1050 – 1200 К. вказаному значенню температури відповідає оптимальне значення $\pi_k = 8-12$, що забезпечує ККД у межах 0,26-0,30, питому потужність 150-200 кВт/(кг/с), питому витрату палива – 0,31-0,35 кг/(кВт·год). Установки з вказаними межами змінення параметрів відносяться до ГТУ другого покоління [1].

Такі установки за конструктивними особливостями поділяються на установки стаціонарного (ГТУ-10, ГТК-10 І, ГТН-16, ГТК-25 І, ГТН-25) та транспортного (НК-16-СТ, НК-12-СТ) типів.

Далі був розроблений конвективно-плівковий спосіб охолодження лопаток турбіни, який дозволяє підвищити температуру газу перед турбіною до рівня 1250-1450 К. вказаній температурі відповідає оптимальний степінь підвищення тиску $\pi_k=14-20$. В установках з такими параметрами досягнуті: ККД у межах 0,3-0,36, питома потужність – 200 – 300 кВт/(кг/с), питома

витрата палива–0,2-0,25 кг/(кВт·год). Установки з такими параметрами відносять до третього покоління [1]. Усі вони відносяться до установок транспортного типу і створені на базі судових (ДТ-71, ДН-70, ДТ-90, ДН-80), або авіаційних (Д-336-1(2), АІ-336-1(2)-8, АІ-336-1-(2)-10) газотурбінних двигунів [13, 19-22].

Таблиця 1.1.

Характеристика основних видів ГТУ

№ пор.	Назва ГТУ	Температура Т _г , К	π_k	σ , %	N _{ен} , кВт/(кг/с)	C _{ен} , кг/(кВт·год)	η_e
1	ГТ-700-5	973	3,9	70	98,5	0,42	0,25
2	ГТ-750-6	1023	4,6	70	103	0,434	0,27
3	ГТК-5	973	3,9	70	94	0,400	0,26
4	ГТН-6	1033	6,0	0	132	0,429	0,23
5	ГТН-9	1023	4,6	0	110	0,428	0,2
6	ГТК-10	1053	4,2	70	116	0,372	0,28
7	НК-12СТ	983	7,8	0	112	0,463	0,21
8	НК-16-СТ	1067	9,7	0	160	0,36	0,27
9	ГТК-10 I	1198	7,1	0	158	0,36	0,26
10	ДР-59Л	1210	12,7	0	162	0,37	0,31
11	ГТК-16	1193	12,5	0	178	0,416	0,29
12	ГТН-16	1173	11,5	0	188	0,36	0,29
13	ГТК-25	1173	12,5	0	138	0,278	0,27
14	ГТН-25	1293	13,0	0	143	0,33	0,28
15	АІ-336-1/2	1280	16,0	0	197	0,321	0,31
16	АІ-336-1/2-8	1365	17,5	0	224	0,315	0,32
17	АІ-336-1/2-10	1373	21,3	0	240	0,298	0,34
18	ДТ-71	1239	14,0	0	216	0,37	0,31
19	ДН-70	1372	19,5	0	287	0,35	0,36
20	ДН-80	1382	20,4	0	229	0,306	0,36
21	ДГ-90	1298	14,5	0	247	0,316	0,35

Подальше підвищення температури газу перед турбіною потребує збільшення кількості повітря яке відбирається від компресора для охолодження турбіни (понад 10 – 15 %) та нових більш жароміцних матеріалів. Тому темп збільшення питомої потужності і зменшення питомої витрати палива уповільнюється.

Висновки за розділом 1

Отже враховуючи приведені вище формули, залежності, рисунки та беручи до уваги те, що на даний час спостерігається тенденція до збільшення температури газу перед турбіною, відповідно і збільшення значень π_k , я обираю наступні вихідні параметри:

- потужність на номінальному режимі вибираю в межах: $N_e = 25 \cdot 10^6 \text{ Вт}$;
- степінь підвищення тиску: $\pi_k^* = 20$;
- температура газу перед турбіною $T_{2}^* = 1450 \text{ К}$;
- параметри повітря – $T_H^* = 288 \text{ К}$.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНКИ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

2.1. Термодинамічний та газодинамічний розрахунки ГТУ

Проведення термодинамічних і газодинамічних розрахунків проводиться у відповідності з розрахунковою схемою ГТУ (рис. 2.1).

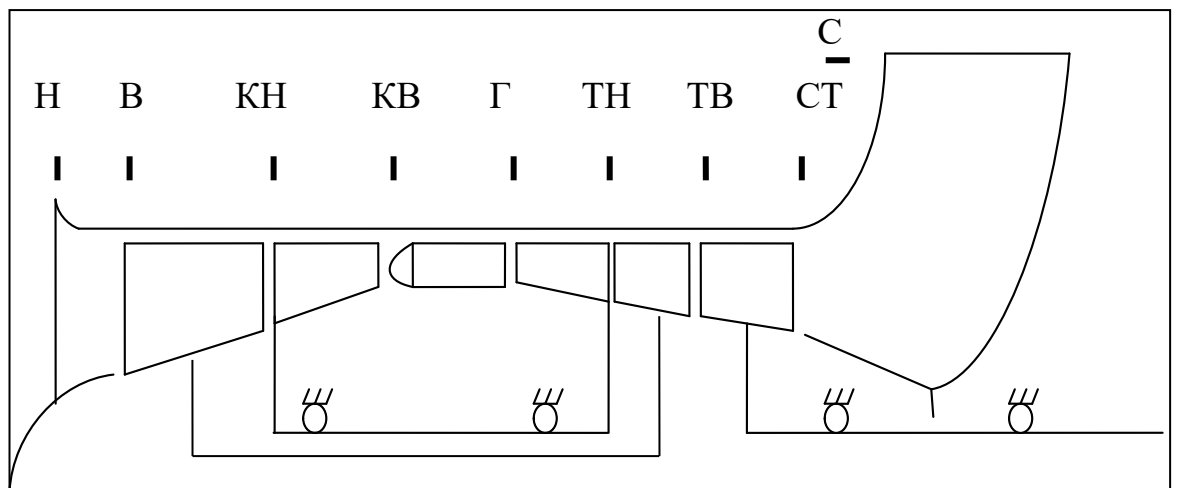


Рис.2.1. Розрахункова схема ГТУ

2.1.1. Термодинамічний розрахунок

Розрахунок проводимо згідно методики [1,6]

Розрахунок параметрів робочого тіла.

Визначення параметрів повітря в перерізі v (на вході в установку):

$$T^*_v = T^*_n = 288K \quad T^*_v = 288K$$

$$P^*_v = P_n \cdot \sigma_{vx} = 101325 \cdot 0.98 = 9.93 \cdot 10^4 Pa$$

де $\sigma_{vx} = 0.98$ коефіцієнт втрат тиску в системі всмоктування повітря

[5, 6, 8, 10, 11].

Визначення роботи, що витрачається для стиснення 1 кг повітря у компресорі, і параметрів повітря в перетині k (на виході з компресора) [6, 8, 9]:

$$\eta^*_{ст.к} = 0.9 \text{ ККД ступеня компресора.}$$

ККД компресора:

$$\eta_{\kappa}^* = \frac{\pi_{\kappa}^* \frac{k-1}{k} - 1}{\pi_{\kappa}^* \frac{k \cdot \eta_{\text{см.к}}^*}{k-1} - 1} = \frac{20^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1}{20^{\frac{1.4-1}{1.4 \cdot 0.9}} - 1} = 0.852$$

Питома робота компресора:

$$L_{\kappa} = \frac{k \cdot R \cdot T_{\text{в}}^*}{k-1} \cdot \left(\pi_{\kappa}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\kappa}^*} = \left[\frac{1.4 \cdot 287.2 \cdot 288}{1.4-1} \cdot \frac{\left(20^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right)}{0.85216} \right] = 459830$$

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Температуру і тиск повітря на виході з компресора рахуємо за формулами:

$$P_{\kappa}^* = P_{\text{в}}^* \cdot \pi_{\kappa}^* = 99298.5 \cdot 20 = 1985970 \text{ (Па)}$$

$$T_{\kappa}^* = T_{\text{в}}^* + \frac{L_{\kappa} \cdot (k-1)}{k \cdot R} = \left[288 + \frac{459827.6 \cdot (1.4-1)}{1.4 \cdot 287.2} \right] = 745 \text{ К}$$

Визначення параметрів робочого тіла в перерізі 2 (перед турбіною)

Обчислюємо теплоємність продуктів згорання в інтервалі температур $T_{\text{Г}}^* - T_{\text{К}}^*$. Середня теплоємність газів у камері згорання ГТУ визначається за узагальненим рівнянням:

$$c_{\text{к.з}} = 878 + 0.208 \cdot (T_{\text{Г}}^* + 0.48 \cdot T_{\text{К}}^*) = 878 + 0.208 \cdot (1450 + 0.48 \cdot 745.449) = 1254$$

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт повноти згорання палива та втрати через стінку камери згорання: $\eta_{\text{Г}} = 0.975$ [6, 8, 23, 24].

$$\text{Нижча теплота згорання палива: } H_{\text{и}} = 51 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Відносна витрата палива в камері згорання:

$$g_{\text{пал}} = \frac{c_{\text{к.з}} \cdot (T_{\text{Г}}^* - T_{\text{К}}^*)}{H_{\text{и}} \cdot \eta_{\text{Г}}} = \frac{1254 \cdot (1450 - 745.449)}{51 \cdot 10^6 \cdot 0.975} = 0.018$$

Питоме підведене тепло в камері згорання

$$q_1 = c_{к.з} \cdot (T_{2}^* - T_{к}^*) = 1254 \cdot (1450 - 745.449) = 883507 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Втрати повного тиску в камері згорання приймаємо: $\sigma_{к.з} = 0.99$ [6,24]

Тиск на виході із камери згорання:

$$P_{2}^* = P_{к}^* \cdot \sigma_{к.з} = 1985970 \cdot 0.99 = 1966110 \text{ Па}$$

Кількість повітря теоретично необхідного для згорання 1 кг палива, приймаємо:

$$L_o = 18 \text{ кг} [6, 24]$$

Загальний коефіцієнт надлишку повітря в камері згорання:

$$\alpha = \frac{1}{g_{нал} \cdot L_o} = \frac{1}{0.018 \cdot 18} = 3.086$$

Визначення роботи розширення 1 кг газу в турбіні компресора і параметрів газу в перерізі С (за турбіною компресора).

Величину відносної витрати повітря, що відбирається на виході із компресора для охолодження деталей турбіни, та відносну витрату повітря що відбирається для технологічних потреб ГТУ, приймаємо [6, 24]: $g_{ох} = 0.035$, $g_{\epsilon} = 0.017$.

$$L_{т.к} = \frac{L_{к}}{(1 + g_{нал}) \cdot (1 - g_{ох} - g_{\epsilon}) \cdot \eta_{м.к}^*} = \frac{459827.643}{(1 + 0.018) \cdot (1 - 0.035 - 0.017) \cdot 0.995} = 478868 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

де $\eta_{м.к}^* = 0.995$ механічний ККД компресора (обирається в межах 0.99-0.995 [6, 8, 23, 24]).

Температура і тиск на виході з турбіни компресора знаходимо за виразами:

$$T_{2.с}^* = T_{2}^* - \frac{L_{т.к} \cdot (k_2 - 1)}{k_2 \cdot R_2} = 1450 - \frac{478977.12 \cdot (1.33 - 1)}{1.33 \cdot 288} = 1037 \text{ К}$$

$\eta_{т.к}^* = 0.91$ - ККД турбіни компресора [6, 8].

$$P_{2.c}^* = P_2^* \cdot \left(1 - \frac{T_{2.c}^* - T_{2.c}^*}{T_2^* \cdot \eta_{m.k}^*} \right)^{\frac{k_2}{k_2-1}} =$$

$$= 1966110.3 \cdot \left(1 - \frac{1450 - 1037.347}{1450 \cdot 0.91} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 433681 \text{ Па}$$

Визначення роботи розширення газу в силовій турбіні і параметрів газу на виході із неї (в перерізі Т).

Коефіцієнт втрат тиску між турбінами [6, 8, 24]: $\sigma_n = 0.985$

ККД силової турбіни [6, 8, 23]: $\eta_{c.m}^* = 0.91$

Тиск на виході із силової турбіни:

$$P_m^* = 1.04 \cdot P_H = 1.04 \cdot 101325 = 105378 \text{ Па}$$

Степінь зниження тиску в силовій турбіні і робота в ній:

$$\pi_{c.m}^* = \frac{P_{2.c}^* \cdot \sigma_n}{P_m^*} = \frac{433682.151 \cdot 0.985}{105378} = 4.054$$

$$L_{c.m} = \frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_2 \cdot T_{2.c}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_2-1}{\pi_{c.m}^*}} \right) \cdot \eta_{c.m}^* =$$

$$= \frac{1.33}{1.33 - 1} \cdot 288 \cdot 1037.347 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{1.33-1}{4.054}} \right) \cdot 0.91 = 321485 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Температура газу на виході із турбіни:

$$T_T^* = T_{2.c}^* - \frac{L_{c.m} \cdot (k_2 - 1)}{k_2 \cdot R_2} = 1037.347 - \frac{321473.4 \cdot (1.33 - 1)}{1.33 \cdot 288} = 760 \text{ К}$$

Приймаємо величину зведеної швидкості [6, 8, 23, 24]: $\lambda_m = 0.7$

Швидкість газу на виході з турбіни, статичну температуру і тиск газу:

$$\lambda_T \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_2}{k_2 - 1} \cdot R_2 \cdot T_m^*} = 0.7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1.33}{1.33 - 1} \cdot 288 \cdot 760.4} = 930 \text{ м/с}$$

$$T^*_T \cdot \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot \lambda m^2 \right) = 760.4 \cdot \left(1 - \frac{1.33 - 1}{1.33 + 1} \cdot 0.7^2 \right) = 708 \text{ К}$$

$$P_T = P^*_T \cdot \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot \lambda m^2 \right)^{\frac{k_2}{k_2 - 1}} = 105378 \cdot \left(1 - \frac{1.33 - 1}{1.33 + 1} \cdot 0.7^2 \right)^{\frac{1.33}{1.33 - 1}} = 78860$$

Па

Розрахунок основних параметрів ГТУ

Питома потужність ГТУ []: $\eta_{м.с} = 0.99$

механічний ККД силової турбіни

$$N_{e.n} = \eta_{м.с} \cdot L_{с.м} \cdot (1 + g_{нал}) =$$

$$0.99 \cdot 321473.426 \cdot (1 + 0.018) = 323987.348 \frac{\text{Вт}}{\text{кг/с}}$$

ККД циклу газотурбінної установки:

$$\eta_e = \frac{L_{с.м}}{q_1} = \frac{321473.426}{883525.119} = 0.364$$

Коефіцієнт корисної роботи:

$$\eta_{к.р} = \frac{L_{с.м}}{L_{м.к} + L_{с.м}} = \frac{321473.426}{478977.12 + 321473.426} = 0.402$$

Питома витрата палива:

$$C_e = 3600 \cdot \frac{g_{нал}}{N_{e.n}} = 3600 \cdot \frac{0.0178}{323913.584} = 1.978 \times 10^{-4} \frac{\text{кг/год}}{\text{КВт}}$$

По заданій потужності установки витрати повітря через компресор визначається з виразу:

$$G_k = \frac{N_e}{N_{e.n}} = \frac{25000000}{323913.584} = 77.181 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

При густині газу [1, 6, 8]: $\rho_{нал} = 0.682 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Номінальна годинна витрата газоподібного палива:

$$Q_{нал} = \frac{C_e \cdot N_e}{\rho_{нал}} = \frac{1.975 \times 10^{-4} \cdot 25 \cdot 10^6}{0.682} = 7239.736 \frac{м^3}{год}$$

2.1.2. Газодинамічний розрахунок

Визначення діаметральних розмірів на вході в компресор.

Для сучасних ГТУ з силовою турбіною приймаємо [6, 8]: $c_{ав} = 180 \frac{м}{с}$

Знаходимо зведену швидкість і функцію щільності потоку:

$$\lambda_{ав} = \frac{c_{ав}}{18.3 \cdot \sqrt{T_{г}^*}} = \lambda_{ав} = \frac{180}{18.3 \cdot \sqrt{288}} = 0.58$$

Приймаємо: $m_n = 0.0403$ [6, 8, 24]

$$q(\lambda) = 1.577 \cdot \lambda \cdot (1 - 0.166 \cdot \lambda^2)^{2.5} \quad q(\lambda_{ав}) = 0.792$$

Площа проточної частини на вході в компресор:

$$F_{г} = \frac{G_K \cdot \sqrt{T_{г}^*}}{P_{г}^* \cdot q(\lambda_{ав}) \cdot m_n} = \frac{77.181 \cdot \sqrt{288}}{9.93 \times 10^4 \cdot 0.792 \cdot 0.0403} = 0.413 \text{ м}^2$$

Відносний діаметр втулки робочого колеса:

Зовнішній діаметр РК на вході в компресор: $d_{вм} = 0.55 \text{ м}$

$$D_{в.к} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{г}}{\pi \cdot (1 - d_{вм}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.413}{3.141 \cdot (1 - 0.55^2)}} = 0.868 \text{ м}$$

Обчислюємо діаметр втулки, середній діаметр та висоту лопатки:

$$D_{в.вм} = \sqrt{D_{в.к}^2 - \frac{4 \cdot F_{г}}{\pi}} = \sqrt{0.868^2 - \frac{4 \cdot 0.413}{3.141}} = 0.477 \text{ м}$$

$$h_{г} = 0.5 \cdot (D_{в.к} - D_{в.вм}) = 0.5 \cdot (0.868 - 0.478) = 0.195 \text{ м}$$

$$D_{в.сер} = D_{в.вм} + h_{г} = 0.477 + 0.195 = 0.672 \text{ м}$$

Визначення діаметральних розмірів на виході КНТ.

Визначення роботи КНТ та КВТ.

$$L_{К.Н} = 0.42 \cdot L_K = 0.42 \cdot 459827.643 = 193127.61 \frac{Дж}{кг}$$

$$L_{к.в} = L_{к} - L_{к.н} = 453829.2 - 193127.61 = 260701.59 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо степiнь пiдвищення тиску.

Величину ККД КНТ приймають на 12% бiльшою за прийняту в термодинамiчному розрахунку величину $\eta^*_{к}$.

$$\eta^*_{к.н} = \eta^*_{к} \cdot 1.02 = 1.02 \cdot 0.852 = 0.869 \text{ - ККД КНТ}$$

$$\begin{aligned} \pi^*_{к.н} &= \left(1 + \eta^*_{к.н} \cdot L_{к.н} \cdot \frac{k-1}{k \cdot R \cdot T^*_{в}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \\ &= \left(1 + 0.869 \cdot 193127.6 \cdot \frac{1.4-1}{1.4 \cdot 287.2 \cdot 288} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 4.955 \end{aligned}$$

Тиск та температуру за КНТ знаходимо за формулою:

$$\begin{aligned} P^*_{к.н} &= \pi^*_{к.н} \cdot P^*_{в} = (4.955 \cdot 9.93 \times 10^4) = 492031.5 \text{ Па} \\ T^*_{к.н} &= T^*_{в} \cdot \left(1 + \frac{\pi^*_{к.н} \frac{k-1}{k} - 1}{\eta^*_{к.н}} \right) = 288 \cdot \left(1 + \frac{4.955 \frac{1.4-1}{1.4} - 1}{0.869} \right) = 480 \text{ К} \end{aligned}$$

Пiсля цього визначають швидкостi повітря за КНТ $c_{к.н}$ з умови $c_{к.н} = 0,5(c_{в} + c_{к})$, де $c_{в}$, $c_{к}$ – прийнятi швидкостi на входi та виходi з компресора.

$$c_{акн} = 150 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Знаходимо зведену швидкiсть i функцiю щiльностi потоку:

$$\begin{aligned} \lambda_{акн} &= \frac{c_{акн}}{18.3 \cdot \sqrt{T^*_{к.н}}} = \frac{150}{18.3 \cdot \sqrt{480}} = 0.374 \\ 1.577 \cdot \lambda_{акн} \cdot \left(1 - 1.66 \cdot \lambda_{акн}^2 \right)^{2.5} &= q(\lambda_{акн}) = 0.305 \end{aligned}$$

Площа проточної частини на виході з КНТ:

$$F_{кн} = \frac{G_{к} \cdot \sqrt{T^*_{к.н}}}{P^*_{к.н} \cdot q(\lambda_{акн}) \cdot m_n} = \frac{77.181 \cdot \sqrt{480}}{4.921 \times 10^5 \cdot 0.305 \cdot 0.04} = 0.282 \text{ м}^2$$

Зовнішній діаметр РК на виході з КНТ

$$D_{кн.к} = D_{в.к}^м$$

$$D_{кн.к} = 0.869 \text{ м}$$

Обчислюємо діаметр втулки, середній діаметр та висоту лопатки:

$$D_{кн.вт} = \sqrt{D_{кн.к}^2 - \frac{4 \cdot F_{кн}}{\pi}} = \sqrt{0.869^2 - \frac{4 \cdot 0.28}{3.141}} = 0.631 \text{ м}$$

$$h_{кн} = 0.5 \cdot (D_{кн.к} - D_{кн.вт}) = 0.5 \cdot (0.869 - 0.631) = 0.119 \text{ м}$$

$$D_{кн.сер} = D_{кн.вт} + h_{кн} = 0.631 + 0.119 = 0.75 \text{ м}$$

Визначення діаметральних розмірів на вході КВТ.

Тиск та температура на вході, та площа проточної частини, діаметри та висота лопатки на вході в КВТ, дорівнюють відповідним діаметрам на виході з КНТ:

$$P^*_{к.в} = P^*_{к.н} = 492161.128 \cdot \text{Па} \quad T^*_{к.в} = T^*_{к.н} = 480.129 \text{ К}$$

$$F_{кв} = F_{кн} = 0.28 \text{ м}^2$$

$$D_{кв.вт} = D_{кн.вт} = 0.631 \text{ м}$$

$$D_{кв.к} = D_{кн.к} = 0.869 \text{ м}$$

$$D_{кв.сер} = D_{кн.сер} = 0.75 \text{ м}$$

$$h_{кв} = h_{кн} = 0.119 \text{ м}$$

Визначення кількості ступенів КНТ.

Обчислюємо колову швидкість біля втулки РК, прийнявши колову швидкість на зовнішньому діаметрі:

$$u_{в.к} = 325 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad u_{л.вт} = u_{в.к} \cdot \frac{D_{в.вт}}{D_{в.к}} = 325 \cdot \frac{0.478}{0.869} = 178.769 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приймаємо густоту ґраток лопаток у втулки РК [6, 8]: $(b/t)_{втл} = 1.8$

Закрутку повітря у втулки визначимо за формулою:

$$\Delta w_{у.втл} = \frac{1.55 \cdot c_{ав}}{1 + \frac{1.5}{(b/t)_{втл}}} = \frac{1.55 \cdot 180}{1 + \frac{1.5}{1.8}} = 152.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Робота яку передають повітряю лопатки визначаємо за формулою

Ейлера:

$$L_{1.вт} = u_{1.вт} \cdot \Delta w_{у.вт1} = 178.75 \cdot 152.2 = 27205.75$$

Робота біля втулки РК останнього ступеня КНТ:

$$(b/t)_{втz} = 1.6$$

$$u_{z.вт} = u_{в.к} \cdot \frac{D_{кн.вт}}{D_{кн.к}} = 325 \cdot \frac{0.631}{0.869} = 235.99 \frac{м}{с}$$

$$\Delta w_{у.втz} = \frac{1.55 \cdot c_{акн}}{1 + \frac{1.5}{(b/t)_{втz}}} = \Delta w_{у.втz} = \frac{1.55 \cdot 150}{1 + \frac{1.5}{1.6}} = 120 \frac{м}{с}$$

$$L_{z.вт} = u_{z.вт} \cdot \Delta w_{у.втz} = 236.211 \cdot 120 = 28345 \frac{Дж}{кг}$$

Середнє значення роботи одного ступеня компресора:

$$L_{сер.с.кн} = \frac{L_{1.вт} + L_{z.вт}}{2} = \frac{27202.5 + 28345.284}{2} = 27774 \frac{Дж}{кг}$$

Кількість ступенів КНТ:

$$z_{кн} = \frac{L_{к.н}}{L_{сер.с.кн}} = \frac{193127.61}{27773.9} = 6.95$$

Отриману величину округлюємо до цілого числа: $z_{кн} = 7$

Розподіл роботи по ступенях представимо у виді таблиці 2.1

Таблиця 2.1

Розподіл роботи компресора низького тиску по ступенях

№ ступеня	1	2	3	4	5	6	7	Сум. роб.
Робота ступеня, Дж/кг	27203	27774	27913	28191	28468	28746	28345	196639
Осьова швидкість, м/с	180	175	170	165	160	155	150	

Визначення діаметральних розмірів на виході КВТ.

Для сучасних ГТУ з силовою турбіною приймаємо [1, 6, 8]:

$$c_{ак} = 120 \frac{м}{с}$$

Знаходимо зведену швидкість і функцію щільності потоку:

$$\lambda_{ак} = \frac{c_{ак}}{18.3 \cdot \sqrt{T_{к}^*}} = \frac{120}{18.3 \cdot \sqrt{745.4}} = 0.24$$

$$q(\lambda_{ак}) = 0.305$$

Площа проточної частини на виході з КНТ

$$F_{к} = \frac{G_{к} \cdot \sqrt{T_{к}^*}}{P_{к}^* \cdot q(\lambda_{ак}) \cdot m_n} = \frac{77.181 \cdot \sqrt{745.4}}{1.99 \times 10^6 \cdot 0.305 \cdot 0.04} = 0.087 \text{ м}^2$$

Змінюю проточну частину КВТ

Зовнішній діаметр РК на виході з КНТ дорівнює

$$D_{к.вт} = D_{кн.вт} = 0.631 \text{ м} \quad , \quad D_{кн.к} = 0.869 \text{ м}$$

Обчислюємо діаметр втулки, середній діаметр та висоту лопатки на виході з КВТ:

$$D_{к.к} = \sqrt{D_{к.вт}^2 + \frac{4 \cdot F_{к}}{\pi}} = \sqrt{0.631^2 + \frac{4 \cdot 0.086}{3.141}} = 0.713 \text{ м}$$

$$h_{к} = 0.5 \cdot (D_{к.к} - D_{к.вт}) = 0.5 \cdot (0.713 - 0.631) = 0.041 \text{ м}$$

$$D_{к.сер} = D_{к.вт} + h_{к} = D_{к.сер} = 0.793 + 0.027 = 0.82 \text{ м}$$

Визначення кількості ступенів КВТ.

Обчислюємо колову швидкість біля втулки РК, прийнявши колову швидкість на зовнішньому діаметрі:

$$u_{кв.к} = 350 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$u_{кв.вт} = u_{кв.к} \cdot \frac{D_{кв.вт}}{D_{кв.к}} = \left(350 \cdot \frac{0.631}{0.869} \right) = 254.143 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приймаємо густоту ґраток лопаток у втулки РК:

$$(b/t)_{вт1} = 1.8$$

Закрутку повітря у втулки визначимо з формули: за $c_{акн} = 150 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

$$\Delta w_{u.вm1} = \frac{1.55 \cdot c_{акн}}{1 + \frac{1.5}{(b/t)_{вm1}}} = \frac{1.55 \cdot 150}{1 + \frac{1.5}{1.8}} = 126.818 \frac{м}{с}$$

Робота яку передають повітряю лопатки визначаємо за формулою
Єйлера:

$$L_{l.вm} = u_{l.вm} \cdot \Delta w_{u.вm1} = 254.381 \cdot 126.818 = 32260.09 \frac{Дж}{кг}$$

Робота біля втулки РК останнього ступеня КВТ:

$$(b/t)_{вmz} = 1.6 \quad c_{ак} = 120 \frac{м}{с}$$

$$u_{z.вm} = u_{в.к} \cdot \frac{D_{к.вm}}{D_{к.к}} = 325 \cdot \frac{0.631}{0.713} = 287.623 \frac{м}{с}$$

$$\Delta w_{u.вmz} = \frac{1.55 \cdot c_{ак}}{1 + \frac{1.5}{(b/t)_{вmz}}} = \frac{1.55 \cdot 120}{1 + \frac{1.5}{1.6}} = 96 \frac{м}{с}$$

$$L_{z.вm} = u_{z.вm} \cdot \Delta w_{u.вmz} = 287.7 \cdot 96 = 27619$$

Середнє значення роботи одного ступеня компресора:

$$L_{сер.с.кв} = \frac{L_{l.вm} + L_{z.вm}}{2} = \frac{32260.1 + 27622.8}{2} = 29941.45 \frac{Дж}{кг}$$

Кількість ступенів КВТ:

$$z_{кв} = \frac{L_{к.в}}{L_{сер.с.кв}} = \frac{266700.033}{29941.45} = 8.907$$

Отриману величину округлюємо до цілого числа:

$$z_{кв} = 9$$

Розподіл роботи по ступеням представимо у виді таблиці 2.2:

Розподіл роботи по ступенях компресора високого тиску

Таблиця 2.2

№ступеня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Сум.роб
Робота ступеня, Дж/кг	32260	30002	28502	28787	31953	30675	28835	27970	27623	266700
Осьова швидкість, м/с	150	146	142	138	134	130	126	122	120	

Визначення діаметральних розмірів на вході в турбіну високого тиску.

Площу перерізу проточної частини на виході з першого соплового апарату знаходять за формулою [6, 8, 24]:

$$g_{ox} = 0.035 \quad g_e = 0.017$$

$$G_{mv} = G_k \cdot (1 + g_{нал}) \cdot (1 - g_{ox} - g_e) =$$

$$= 77.181 \cdot (1 + 0.018) \cdot (1 - 0.035 - 0.017) = 74.485 \frac{кг}{с} - \text{витрати газу в}$$

турбіні

$$\sigma_{c.a} = 0.995 - \text{коефіцієнт втрат повного тиску в сопловому апараті}$$

Оскільки в першому ступені турбіни завжди надкритичний перепад тиску то:

$$\lambda_2 = 1 \quad q(\lambda_2) = 1 \quad \alpha_1 = 19 \quad m_2 = 0.0396 \quad \sigma_{к.з} = 0.99$$

Площу перерізу проточної частини на виході з першого соплового апарату знаходять за формулою:

$$F_{2.ca} = \frac{G_{mv} \cdot \sqrt{T_2^*}}{P_2^* \cdot \sigma_{к.з} \cdot \sigma_{c.a} \cdot q(\lambda_2) \cdot m_2 \cdot \sin(\alpha_1)} =$$

$$= \frac{74.468 \cdot \sqrt{1450}}{19661 \cdot 10.3 \cdot 0.99 \cdot 0.995 \cdot 1 \cdot m_2 \cdot \sin(\alpha_1)} = 0.119 \text{ м}^2$$

Задаємо середнім діаметром турбіни:

$$D_{2.сер} = 1.2 \cdot D_{в.к} = 1.2 \cdot 0.869 = 1.043 \text{ м}$$

Визначаємо довжину лопатки, зовнішній та втулочний діаметри:

$$h_2 = \frac{F_{2.ca}}{\pi \cdot D_{2.сер}} = \frac{0.114}{3.141 \cdot 1.042} = 0.035 \text{ м}$$

$$D_{2.к} = D_{2.сер} + h_2 = 1.042 + 0.035 = 1.077 \text{ м}$$

$$D_{2.вт} = D_{2.сер} - h_2 = 1.042 - 0.035 = 1.007 \text{ м}$$

Визначення діаметральних розмірів на вході в турбіну низького тиску.

Обчислимо роботи ТВТ та ТНТ [6, 8]:

$$\eta^*_{m.вm} = 0.98$$

$$L_{m.в} = \frac{L_{к.в}}{(1 + g_{нал}) \cdot (1 - g_{ох} - g_{в}) \cdot \eta^*_{m.вm}} =$$

$$= \frac{266700}{(1 + 0.018) \cdot (1 - 0.035 - 0.017) \cdot 0.98} = 2.82 \times 10^5 \frac{Дж}{кг}$$

$$L_{m.н} = L_{m.к} - L_{m.в} = 478977.1 - 282058.9 = 196918 \frac{Дж}{кг}$$

Температура і тиск за ТВТ знаходимо за формулами [6, 8, 23]:

$$\eta^*_{m.в} = 0.92$$

$$T^*_{гн} = T^*_г - \frac{L_{m.в} \cdot (k_г - 1)}{k_г \cdot R_г} = 1450 - \frac{282058.874 \cdot (1.33 - 1)}{1.33 \cdot 288} = 1207 \text{ K}$$

$$P^*_{гн} = P^*_г \cdot \left[1 - \frac{(T^*_г - T^*_{гн})}{T^*_г \cdot \eta^*_{m.в}} \right]^{\frac{k_г}{k_г - 1}} =$$

$$= 1966110.3 \cdot \left(1 - \frac{1450 - 1206.998}{1450 \cdot 0.92} \right)^{\frac{1.33}{1.33 - 1}} = 874247 \text{ Па}$$

Визначення діаметральних розмірів на вході у ТНТ:

$$\lambda_{гн} = 1 \cdot q(\lambda_{гн}) = 1 \cdot \alpha_{L_{гн}} = 22 \cdot m_г = 0.0396 \quad \sigma_n = 0.985$$

$$G_m = 74.468 \text{ - витрати газу в ТНТ}$$

$$\text{Тоді площа: } F_{гн.са} = \frac{G_m \cdot \sqrt{T^*_{гн}}}{P^*_{гн} \cdot \sigma_n \cdot q(\lambda_{гн}) \cdot m_г \cdot \sin(\alpha_1)} =$$

$$= \frac{74.468 \cdot \sqrt{1207}}{874247.098 \cdot 0.985 \cdot q(\lambda_{гн}) \cdot 0.0396 \cdot \sin(\alpha_1)} = 0.21 \text{ м}^2$$

Задаємо середнім діаметром турбіни:

$$D_{гн.сер} = D_{г.сер} \quad D_{гн.сер} = 1.042 \text{ м}$$

Визначасмо довжину лопатки, зовнішній та втулочний діаметри:

$$h_{2H} = \frac{F_{2H.ca}}{\pi \cdot D_{2H.cер}} = \frac{0.2}{3.141 \cdot 1.042} = 0.06 \text{ м}$$

$$D_{2H.k} = D_{2H.cер} + h_{2H} = 1.042 + 0.062 = 1.1 \text{ м}$$

$$D_{2H.вт} = D_{2H.cер} - h_{2H} = 1.042 - 0.062 = 0.98 \text{ м}$$

Визначення кількості ступенів ТВТ та ТНТ.

Знаходимо величину колової швидкості на середньому діаметрі ТВТ:

$$u_{тв.сер} = u_{кв.к} \cdot \frac{D_{2.cер}}{D_{кв.к}} = 350 \cdot \frac{1.042}{0.869} = 420 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Задаємо коефіцієнтом навантаження []:

$$y^*_{т.в} = 0.55 \quad \eta^*_{т.в} = 0.92$$

Кількість ступенів ТВТ:

$$z_{т.в} = \frac{2 \cdot y^*_{т.в}{}^2 \cdot L_{т.в}}{\eta^*_{т.в} \cdot u_{тв.сер}{}^2} = \frac{2 \cdot 0.55^2 \cdot 2.820 \times 10^5}{0.92 \cdot 420^2} = 1.051$$

приймає $z_{т.в} = 1$

Уточнюємо коефіцієнт навантаження:

$$y^*_{т.в} = \sqrt{\frac{z_{т.в} \cdot \eta^*_{т.в} \cdot u_{тв.сер}{}^2}{2 \cdot L_{т.в}}} = \sqrt{\frac{1 \cdot 0.92 \cdot 420^2}{2 \cdot 2.820 \times 10^5}} = 0.536$$

Знаходимо величину колової швидкості на середньому діаметрі ТНТ:

$$\eta^*_{т.н} = \eta^*_{т.в}$$

$$u_{тн.сер} = u_{в.к} \cdot \frac{D_{2H.cер}}{D_{в.к}} = 325 \cdot \frac{1.042}{0.869} = 390 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Задаємо коефіцієнтом навантаження [6, 8]:

$$y^*_{т.н} = 0.55$$

Кількість ступенів ТНТ:

$$z_{т.н} = \frac{2 \cdot y^*_{т.н}{}^2 \cdot L_{т.н}}{\eta^*_{т.н} \cdot u_{тн.сер}{}^2} = \frac{2 \cdot 0.55^2 \cdot 1.969 \times 10^5}{0.92 \cdot 390^2} = 0.851 \quad \text{приймаємо}$$

$$z_{m.n} = 1$$

Уточнюємо коефіцієнт навантаження:

$$y_{m.n}^* = \sqrt{\frac{z_{m.n} \cdot \eta_{m.n}^* \cdot u_{m.n.сер}^2}{2 \cdot L_{m.n}}} = \sqrt{\frac{1 \cdot 0.92 \cdot 390^2}{2 \cdot 1.969 \times 10^5}} = 0.596$$

Визначення діаметральних розмірів на вході в силову турбіну та на виході із неї, кількості ступенів СТ.

$$\lambda_{2c} = 1 \quad q(\lambda_{2c}) = 1 \quad \alpha_{12} = 22 \quad m_2 = 0.0396 \quad \sigma_n = 0.985$$

$$G_{cm} = G_k \cdot (1 + g_{нал}) \cdot (1 - g_в) =$$

$$= 77.181 \cdot (1 + 0.018) \cdot (1 - 0.017) = 77.235 \quad \frac{кг}{с}$$

- витрати газу через СТ

Тоді площа:

$$F_{2c.ca} = \frac{G_{cm} \cdot \sqrt{T_{2c}^*}}{P_{2c}^* \cdot \sigma_n \cdot q(\lambda_{2c}) \cdot m_2 \cdot \sin(\alpha_1)} =$$

$$= \frac{77.235 \cdot \sqrt{1037.347}}{433682.151 \cdot 0.985 \cdot q(\lambda_{2c}) \cdot 0.0396 \cdot \sin(\alpha_1)} = 0.39 \quad м^2$$

Приймаємо середній діаметр СТ на вході:

$$D_{2c.сер} = D_{2c.сер} \quad D_{2c.сер} = 1.042 \quad м$$

Визначаємо довжину лопатки, зовнішній та втулочний діаметри:

$$h_{2c} = \frac{F_{2c.ca}}{\pi \cdot D_{2c.сер}} = \frac{0.39}{3.141 \cdot 1.042} = 0.12 \quad м$$

$$D_{2c.к} = D_{2c.сер} + h_{2c} = 1.042 + 0.12 = 1.16 \quad м$$

$$D_{2c.вт} = D_{2c.сер} - h_{2c} = 1.042 - 0.12 = 0.92 \quad м$$

Площа поперечного перерізу на виході із СТ:

$$\lambda_m = 0.7 \quad q(\lambda_m) = 1$$

$$F_m = \frac{G_m \cdot \sqrt{T_m^*}}{P_m^* \cdot q(\lambda_m) \cdot m_2} = \frac{77.217 \cdot \sqrt{760.389}}{105378 \cdot 1 \cdot 0.0398} = 0.5 \quad м^2$$

Приймаємо середній діаметр СТ на виході:

$$D_{m.сер} = D_{2с.сер} \quad D_{m.сер} = 1.042 \text{ м}$$

Визначаємо довжину лопатки, зовнішній та втулочний діаметри:

$$h_m = \frac{F_m}{\pi \cdot D_{m.сер}} = \frac{0.5}{3.141 \cdot 1.042} = 0.15 \text{ м}$$

$$D_{m.к} = D_{m.сер} + h_m = 1.042 + 0.15 = 1.19 \text{ м}$$

$$D_{m.вт} = D_{m.сер} - h_m = 1.042 - 0.15 = 0.89 \text{ м}$$

$$\frac{D_{m.сер}}{h_m} = 6.936 \text{ що є більше 4}$$

Приймаємо колову швидкість на середньому діаметрі на вході в силову турбіну:

$$u_{см.сер} = 240 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \eta^*_{с.м} = 0.91$$

Задаємось коефіцієнтом навантаження:

$$y^*_{с.м} = 0.55$$

Кількість ступенів СТ:

$$z_{с.м} = \frac{2 \cdot y^*_{с.м} \cdot L_{с.м}}{\eta^*_{с.м} \cdot u_{см.сер}^2} = \frac{2 \cdot 0.55^2 \cdot 321473.426}{0.91 \cdot 240^2} = 3.711 \text{ приймаю}$$

$$z_{с.м} = 4$$

Уточнюємо коефіцієнт навантаження:

$$y^*_{с.м} = \sqrt{\frac{z_{с.м} \cdot \eta^*_{с.м} \cdot u_{см.сер}^2}{2 \cdot L_{с.м}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.91 \cdot 240^2}{2 \cdot 321473.426}} = 0.57$$

Розподіл роботи між ступенями СТ:

$$L_{с.м1} = \frac{L_{с.м}}{z_{с.м}} \cdot 1.15 = \frac{321473.426}{4} \cdot 1.15 = 92424 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$L_{с.м2} = L_{с.м1} \cdot 0.9 = 92423.61 \cdot 0.9 = 83181 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$L_{с.м3} = L_{с.м2} \cdot 0.9 = 83181.249 \cdot 0.9 = 74863 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$L_{c.m4} = L_{c.m} - L_{c.m1} - L_{c.m2} - L_{c.m3} =$$

$$= 321473.426 - 92423.61 - 83181.249 - 74863.124 = 71005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Знаходження потужностей та частот обертання роторів у компресорах і турбінах.

$$N_{к.н} = G_{к} \cdot L_{к.н} = 77.181 \cdot 193127.61 = 1.491 \times 10^7 \text{ Вт}$$

$$N_{к.в} = G_{к} \cdot L_{к.в} = 77.181 \cdot 266700.033 = 2.058 \times 10^7 \text{ Вт}$$

$$N_{т.в} = G_{тв} \cdot L_{т.в} = 74.468 \cdot 282058.874 = 2.1 \times 10^7 \text{ Вт}$$

$$N_{т.н} = G_{тв} \cdot L_{т.н} = 74.468 \cdot 196918.247 = 1.466 \times 10^7 \text{ Вт}$$

$$N_{с.т} = G_{т} \cdot L_{с.т} = 74.468 \cdot 321473.426 = 2.39 \times 10^7 \text{ Вт}$$

$$n_{к.н} = \frac{60 \cdot u_{в.к}}{\pi \cdot D_{в.к}} = \frac{60 \cdot 325}{3.14 \cdot 0.869} = 7146 \text{ об/хв}$$

$$n_{к.в} = \frac{60 \cdot u_{кв.к}}{\pi \cdot D_{кв.к}} = \frac{60 \cdot 350}{3.14 \cdot 0.869} = 7696 \text{ об/хв}$$

$$n_{т.в} = \frac{60 \cdot u_{тв.сер}}{\pi \cdot D_{г.сер}} = \frac{60 \cdot 420}{3.141 \cdot 1.042} = 7700 \text{ об/хв}$$

$$n_{т.н} = \frac{60 \cdot u_{тн.сер}}{\pi \cdot D_{гн.сер}} = \frac{60 \cdot 390}{3.141 \cdot 1.042} = 7150 \text{ об/хв}$$

$$n_{с.т} = \frac{60 \cdot u_{ст.сер}}{\pi \cdot D_{гс.сер}} = \frac{60 \cdot 240}{3.141 \cdot 1.042} = 4400 \text{ об/хв}$$

2.2. Розрахунок експлуатаційних характеристик ГТУ

Розрахунок експлуатаційних характеристик (дросьельної і кліматичної) проводимо у табличному вигляді (табл.2.3). Заданими таблиці будуємої їх графік змінення параметрів (рис.2.2).

Таблиця 2.3

Параметр	PP	Дросельна характеристика			Кліматична характеристика		
\bar{n}	1	0,95	0,9	0,85	1	1	1
$T_{\theta}^* = T_H, K$	288	288	288	288	268	298	320
$P_H, МПа$	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325
$\bar{n}_{\text{зб}} = \bar{n} \sqrt{288/T_{\theta}^*}$	1	0,95	0,9	0,85	1,037	0,983	0,949
$\bar{\pi}_k^* = \bar{n}_{\text{зб}}^a, \text{де } a = \pi_{k,p}^{*0,2}$	1	0,911	0,825	0,744	1,068	0,969	0,909
$\pi_k^* = \pi_{k,p}^* \bar{\pi}_k^*$	20	18,22	16,51	14,88	21,35	19,39	18,17
$\bar{n}_k^* = \bar{n}_{\text{зб}}^b, \text{де } b = \pi_{k,p}^{*0,1} (\bar{n}_{\text{зб}} - \bar{n}_{\text{зб}}^2)$	1	1,014	1,027	1,039	0,989	1,005	1,015
$\eta_k^* = \eta_{k,p}^* \bar{n}_k^*$	0,852	0,864	0,875	0,885	0,843	0,856	0,865
$L_k = \frac{kRT_{\theta}^*}{k-1} \left(\pi_k^{*(k-1)/k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k^*},$ $Дж / кг$	459828	432578	406090	380212	447011	466153	479857
$T_k^* = T_{\theta}^* + L_k / [kR / (k-1)], K$	745,4	718,3	692,0	666,2	712,7	761,7	797,4
$P_{\Gamma}^* = P_H \pi_k^* \sigma_{k,z,p} \sigma_{\theta,k,p}, Па$	1966110	1790821	1622944	1462549	2099236	1905961	1786305
$T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma,p}^* L_k / L_{k,p}, K$	1450	1364	1281	1199	1410	1470	1513
$c_{k,z} = 878 + 0,208(T_{\Gamma}^* + 0,48T_k^*),$ $Дж / (кг K)$	1254,0	1233,4	1213,4	1193,9	1242,3	1259,8	1272,3
$g_{нал} = c_{k,z} (T_{\Gamma}^* - T_k^*) / (H_u \eta_{z,p})$	0,0178	0,0160	0,0144	0,0128	0,0174	0,0179	0,0183
$L_{T,k} = L_k / [(1 + g_{нал})(1 - g_{ox,p} - g_{\theta,p}) \eta_{m,p}]$ $Дж / кг$	478977	451369	424422	397992	465791	485483	499572
$T_{\Gamma_c}^* = T_{\Gamma}^* - L_{T,k} (k_z - 1) / (k_z R_z), K$	1037,3	975,2	914,9	856,1	1008,3	1051,7	1082,8
$P_{\Gamma_c}^* = P_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\Gamma_c}^*}{T_{\Gamma}^* \eta_{\Gamma,k,p}^*} \right)^{k_z / (k_z - 1)}, Па$	433682	393770	355788	319709	462749	420547	394409
$L_{c,T} = \frac{k_z R_z T_{\Gamma_c}^*}{k_z - 1} \left(1 - \left(\frac{P_{T,p}^*}{P_{\Gamma_c}^*} \right)^{(k_z - 1) / k_z} \right) \eta_{CT},$ $Дж / кг$	321473	284569	249145	215081	324486	319905	316289
$I_{e,n} = L_{c,T} \eta_{m,c,p} (1 + g_{нал}), Вт / (кг / с)$	323914	286236	250196	215654	326834	322388	318861
$G_k = G_{k,p} \frac{P_{\Gamma}^*}{P_{\Gamma,p}^*} \sqrt{\frac{T_{\Gamma,p}^*}{T_{\Gamma}^*}}, кг / с$	77,18	72,48	67,79	63,14	83,58	74,31	68,64
$C_e = 3,6g_{нал} / I_{e,n}, кг / (кВт / год)$	0,0002	0,0002	0,00021	0,00021	0,00019	0,0002	0,00021
$N_e = 10^{-3} N_{e,n} G_k, кВт$	25000	20746,5	16961,9	13616,2	27316,8	23956,8	21887,8
$\bar{C}_e = C_e / C_{e,p}$	1	1,020	1,046	1,081	0,971	1,015	1,047
$\bar{N}_e = N_e / N_{e,p}$	1	0,830	0,678	0,545	1,093	0,958	0,876

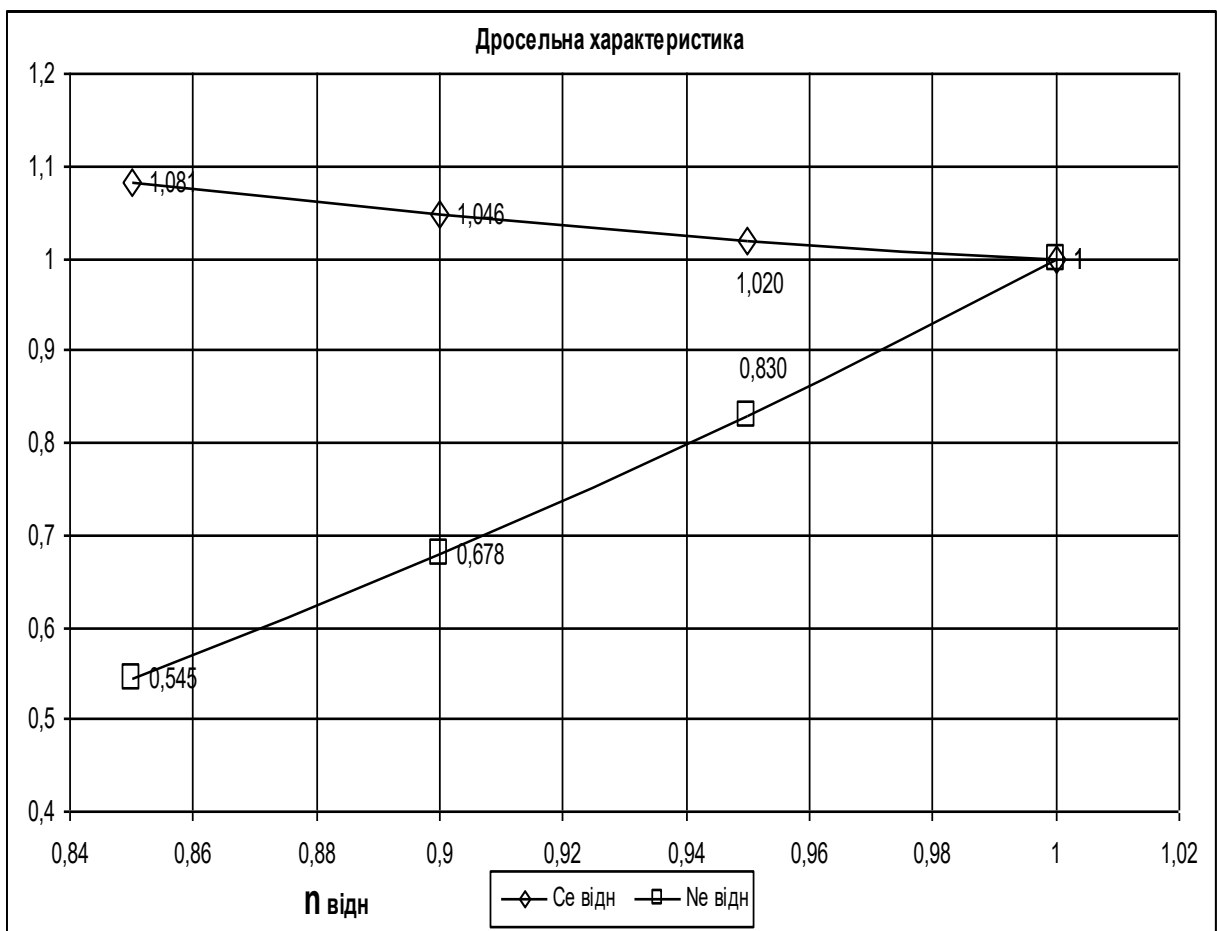
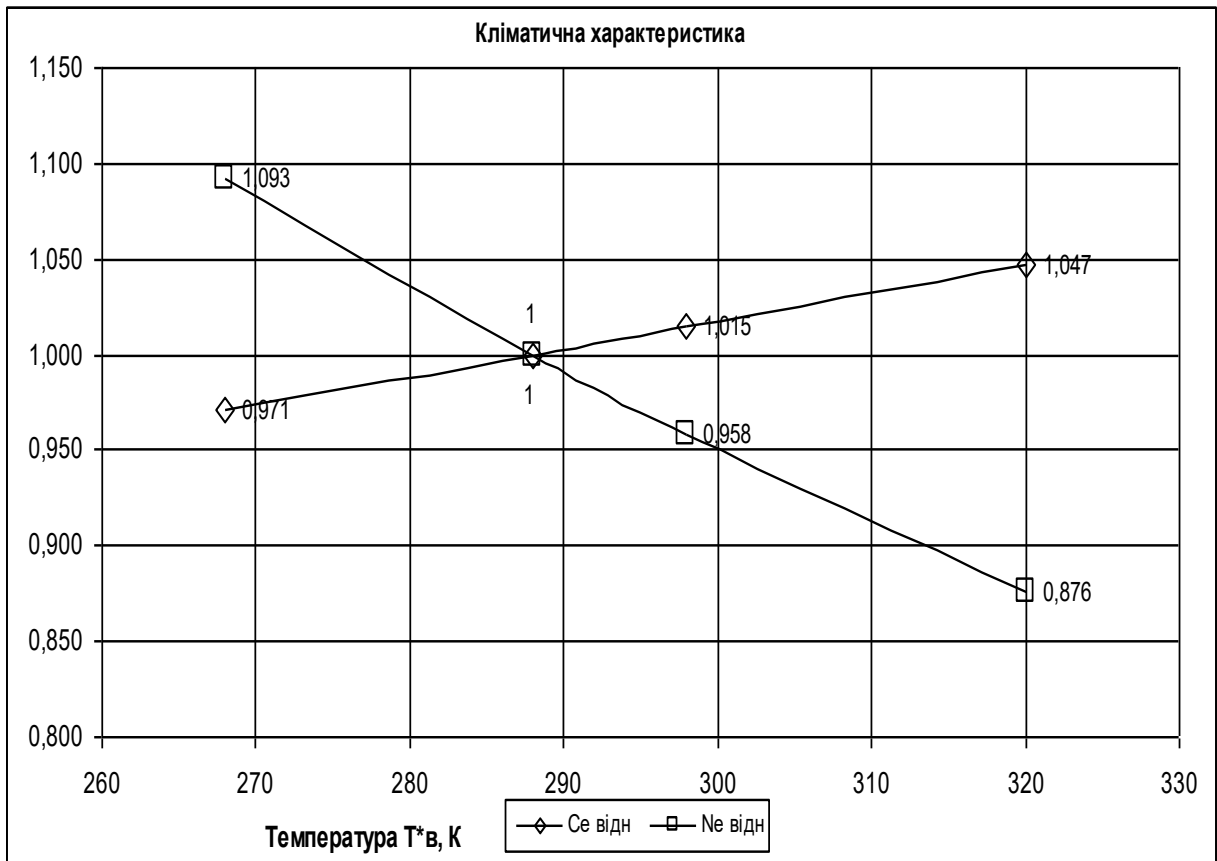


Рис. 2.2. Дросельна та кліматична характеристики ГТУ

Результати термодинамічного та газодинамічного розрахунків зведемо в табличному виді (таблиця 2.4 та таблиця 2.5):

Результати термодинамічного розрахунку

Таблиця 2.4

		Параметр ГТУ					
		Темпер, К	Тиск, Па	Робота, Дж/кг	Оберти, об/хв.	Розхід робочого тіла, кг/с	Кількість ступенів
КНТ	вхід	288	99299	193128	7146	77,181	7
	вихід	480	492161				
КВТ	вхід	480	492161	266700	7695	77,181	9
	вихід	745	1985970				
ТВТ	вхід	1450	1966110	282059	7695	74,468	1
	вихід	1207	874247				
ТНТ	вхід	1207	861133	196918	7146	74,468	1
	вихід	1037	433682				
СТ	вхід	1037	427177	321473	4397	74,468	4
	вихід	760	105378				

Результати газодинамічного розрахунку

Таблиця 2.5

		Параметр ГТУ				
		Площа, м ²	Зовнішній діаметр, м	Середній діаметр, м	Діаметр втулки, м	Висота лопатки, м
КНТ	вхід	0,413	0,869	0,673	0,478	0,195
	вихід	0,280	0,869	0,750	0,631	0,119
КВТ	вхід	0,280	0,869	0,750	0,631	0,119
	вихід	0,086	0,713	0,672	0,631	0,041
ТВТ	вхід	0,114	1,077	1,042	1,008	0,035
	вихід	0,203	1,104	1,042	0,981	0,062
ТНТ	вхід	0,203	1,104	1,042	0,981	0,062
	вихід	0,392	1,162	1,042	0,923	0,120
СТ	вхід	0,392	1,162	1,042	0,923	0,120
	вихід	0,492	1,193	1,042	0,892	0,150

2.3. Профілювання робочої лопатки турбіни високого тиску

2.3.1. Газодинамічний розрахунок першого ступеня турбіни високого тиску

Метою газодинамічного розрахунку ступеня є визначення геометричних розмірів ступені, побудова планів швидкостей в середньому перерізі по висоті лопатки і побудова профілю лопатки. Методика розрахунку згідно [2].

Дані необхідні для розрахунку:

$T'_0 = 1450 \text{ K}$ - температура загальмованого потоку на вході в ступінь турбіни

$P'_0 = 1966110.3 \cdot \text{Па}$ - тиск загальмованого потоку на вході в ступінь турбіни

$\sigma_{ca} = 0.995$ - коефіцієнт відновлення повного тиску в сопловому апараті

$G_2 = 74.468 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ - витрати газу через перший СА турбіни

$U_{1cp} = 420 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - колова швидкість на середньому радіусі РК

$k_2 = 1.33$ - показник адіабати для газу $R_2 = 288 \cdot \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - газова стала газу

$L_{cm} = 282058.9 \cdot \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ - робота ступеня турбіни $\eta'_{cm} = 0.91$ - ККД ступені, в розрахунках приймається від $\eta'_{cm} = 0.88 - 0.92$

$\Delta C_a = 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - різниця між осьовою складовою абсолютної швидкості на виході з РК та швидкістю газу на вході в РК приймають $\Delta C_a = 20 - 80 \text{ м/с}$

$d_{bm} = 0.91$ - відносний діаметр втулки, для перших ступеней турбіни знаходиться в межах $d_{bm} = 0.8 - 0.92$

$\lambda_1 = 1$ - приведена швидкість на виході з СА

$\alpha_1 = 19$ - кут виходу потоку газу з СА. Підбирається так, щоб δL було

найменшим

$t_{pk} = 0.66$, $b_{pk} = 1$ - відносний крок решітки РК на середньому радіусі
вибирають в межах 0,6 - 0,7 (для даної роботи потрібно змінювати t_{pk})

$t_{cp} = 0.86$, $b_{cp} = 1$ - відносний крок решітки СА на середньому
діаметрі задають в межах 0,8 - 0,9 (для даної роботи потрібно змінювати t_{cp})

$h_{л1} = 2.2$ - видовження лопатки на середньому діаметрі, змінюється в
межах 2-4

$a = 0.44$, $b = 1$ - змінюється від 0,4 - 0,45 (змінювати лише значення a)

$\delta = -4.5$ - вибирають в межах від -4 до -5

$i = -2^\circ$ - кут атаки, вибирають в межах від -5 до +10

Визначення геометричних розмірів ступеня осевої турбіни.

Температура загальмованого потоку на виході з СА

$$T'_1 = T'_0 \quad T'_1 = 1450 \text{ K}$$

Тиск загальмованого потоку на виході з СА

$$P'_1 = P'_0 \cdot \sigma_{ca} = 1966110.3 \cdot 0.995 = 1.96 \times 10^6 \text{ Па}$$

Діаметральні розміри ступеня з попереднього розрахунку:

$$D_{1k} = D_{2.k} = 1.077 \text{ м зовнішній діаметр}$$

$$D_{1cp} = D_{2.ccp} = 1.042 \cdot \text{м середній діаметр}$$

$$D_{1вт} = D_{2.вт} = 1.008 \text{ м діаметр втулки}$$

$$h_1 = h_2 = 0.035 \text{ м висота лопатки}$$

Температуру T'_2 заторможеного потоку газу на виході з ступені

визначають з рівняння енергії:

$$T'_2 = T'_1 - \frac{L_{cm}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_2} = 1450 - \frac{2.820 \times 10^5}{\frac{1.33}{1.33 - 1} \cdot 288} = 1207 \text{ K}$$

Тиск за ступенню визначається за формулою:

$$P'_2 = P'_0 \cdot \left(1 - \frac{L_{cm}}{\frac{k_2}{k_2-1} \cdot R_2 \cdot T'_1 \cdot \eta'_{cm}} \right)^{\frac{k_2}{k_2-1}} =$$

$$= 1.966 \times 10^6 \cdot \left(1 - \frac{2.82 \times 10^5}{\frac{1.33}{1.33-1} \cdot 288 \cdot 1450 \cdot 0.91} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 8.66 \times 10^5 \text{ Па}$$

$$\Delta C_a = 30 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$C_{1a} = \lambda_1 \cdot 18.15 \cdot \sqrt{T'_1} \cdot \sin(\alpha_1) = 1 \cdot 18.15 \cdot \sqrt{1450} \cdot \sin(\alpha_1) = 225 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$C_{2a} = C_{1a} + \Delta C_a = 225.01 + 30 = 255 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Площа перерізу F_2 на виході з РК визначаються з рівняння витрат:

$$\lambda_{2a} = \frac{C_{2a}}{18.3 \cdot \sqrt{T'_2}} = \frac{255}{18.3 \cdot \sqrt{1207}} = 0.401$$

$$q(\lambda_{2a}) = \left(\frac{k_2 + 1}{2} \right)^{\frac{1}{k_2-1}} \lambda_{2a} \cdot \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot \lambda_{2a}^2 \right)^{\frac{1}{k_2-1}} =$$

$$= \left(\frac{1.33 + 1}{2} \right)^{\frac{1}{1.33-1}} \cdot 0.401 \cdot \left(1 - \frac{1.33 - 1}{1.33 + 1} \cdot 0.401^2 \right)^{\frac{1}{1.33-1}} = 0.594$$

$$F_2 = \frac{G_2 \cdot \sqrt{T'_2}}{m_2 \cdot P'_2 \cdot q(\lambda_{2a})} = \frac{74 \cdot \sqrt{1207}}{0.0396 \cdot 865654.88 \cdot 0.594} = 0.126 \text{ м}^2$$

Для вибраного закону профілювання проточної частини ступеня визначаємо основні розміри розглядуемого перерізу:

$$D_{2cp} = D_{2.cep} = 1.042 \text{ м}$$

$$h_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot D_{2cp}} = 0.039 \text{ м} = \frac{0.127}{3.142 \cdot 1.042} = 0.039 \text{ м}$$

$$D_{2k} = D_{2cp} + h_2 = 1.08 \text{ м} = 1.042 + 0.039 = 1.08 \text{ м}$$

$$D_{2вт} = D_{2cp} - h_2 = 1 \text{ м} = 1.042 - 0.039 = 1 \text{ м}$$

Розрахунок ступеня турбіни на середньому радіусі.

$$U_{2cp} = U_{1cp} \quad U_{2cp} = 420 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad U_{cp} = U_{2cp}$$

Коефіцієнт нагривки ступені на середньому радіусі визначають за формулою:

$$\mu_{cp} = \frac{L_{cm}}{U_{cp}^2} = \frac{282058.874}{420^2} = 1.599$$

Абсолютну швидкість витікання газу з СА визначають з рівняння:

$$C_{1cp} = \frac{L_{cm}}{U_{cp} \cdot \cos(\alpha_1)} = \frac{282058.874}{420 \cdot 0.946} = 710 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

- а приведену швидкість - за формулою:

$$\lambda_{c1} = \frac{C_{1cp}}{18.15 \cdot \sqrt{T'_1}} = \frac{710}{18.15 \cdot \sqrt{1450}} = 1.027 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для перевірки визначаємо C_1 за іншою формулою:

$$C_1 = \lambda_{c1} \cdot 18.15 \cdot \sqrt{T'_1} = 1.028 \cdot 18.15 \cdot \sqrt{1450} = 710 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для правильного розрахунку C_1 повинне бути рівне C_{1cp}

Закрутка повітря на виході з РК C_{2u} в сторону, протилежну обертанню;

визначаємо з рівняння Ейлера:

$$C_{2u} = \frac{L_{cm}}{U_{cp}} - C_1 \cdot \cos(\alpha_1) = C_{2u} = \frac{2.806 \times 10^5}{385} - 749.51 \cdot \cos(19) = 0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Осьові складові абсолютної швидкості на вході і виході з РК, а також

$$\text{параметри } C_{um}, C'_{1u}, C'_{2u} \quad C_{1u} = C_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 710 \cdot 0.946 = 672 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$C_{um} = \frac{C_{1u} - C_{2u}}{2} = \frac{672 - 0}{2} = 336 \frac{m}{c}$$

$$C'_{1u} = \frac{C_{1u}}{U_{cp}} = \frac{672}{429} = 1.6 \frac{m}{c}$$

$$C'_{2u} = \frac{C_{2u}}{U_{cp}} = \frac{0}{385} = 0 \frac{m}{c}$$

Осьову складову абсолютної швидкості та параметр C'_{1a} на вході в РК знаходять по рівнянням:

$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 710 \cdot 0.326 = 231 \frac{m}{c}$$

$$C'_{1a} = \frac{C_{1a}}{U_{cp}} = \frac{231}{420} = 0.55 \frac{m}{c}$$

Колову складову відносної швидкості та відносної швидкості перед РК розраховують за формулами:

$$W_{1u} = C_{1u} - U_{cp} = 672 - 420 = 252 \frac{m}{c}$$

$$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + W_{1u}^2} = \sqrt{231^2 + 252^2} = 342 \frac{m}{c}$$

Кут входу потоку в РК у відносному русі визначають за формулою:

$$\beta_1 = \operatorname{atan}\left(\frac{C_{1a}}{W_{1u}}\right) = \left(\frac{231.24}{252}\right) = 42.5$$

Колову складову відносної швидкості на виході з РК визначають по формулі:

$$W_{2u} = \frac{L_{cm}}{U_{cp}} - W_{1u} = \frac{282058.87}{420} - 252 = 420 \frac{m}{c}$$

Абсолютну швидкість на виході з РК та приведену швидкість λ_{c2} визначають за такою формулою:

$$C_{2a} = C_{1a} + \Delta C_a = 231.24 + 30 = 261 \frac{m}{c}$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2} = \sqrt{261.24^2 + 0^2} = 261 \frac{m}{c}$$

$$\lambda_{c2} = \frac{C_2}{18.15 \cdot \sqrt{T'_2}} = \frac{261}{18.15 \cdot \sqrt{1207}} = 0.414 \frac{m}{c}$$

Кут виходу потоку з РК в відносному русі знаходять за формулою:

$$\beta_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{C_{2a}}{W_{2u}}\right) = \left(\frac{261 \cdot 24}{420}\right) = 32$$

Відносну швидкість на виході з РК та її окружну складову обчислюють за формулою:

$$W_2 = \frac{C_{2a}}{\sin(\beta_2)} = \frac{261}{\sin(\beta_2)} = 494 \frac{m}{c}$$

$$W_{2u} = W_2 \cdot \cos(\beta_2) = 494 \cdot \cos(\beta_2) = 419 \frac{m}{c}$$

Температуру гальмування та критичну швидкість газу у відносному русі визначають з рівнянь:

$$T'_{w1} = T'_1 - \frac{k_2 - 1}{2k_2 \cdot R_2} \cdot (C_1^2 - W_1^2) =$$

$$= 1450 - \frac{1.33 - 1}{2 \cdot 1.33 \cdot 288} \cdot (710^2 - 342^2) = 1283 \text{ K}$$

$$a_{kp.w} = 18.15 \cdot \sqrt{T'_{w1}} = 18.15 \cdot \sqrt{1283} = 650 \frac{m}{c}$$

Приведені швидкості на вході та виході з РК у відносному русі визначають по формулам:

$$\lambda_{w1} = \frac{W_1}{a_{kp.w}} = \frac{342}{650} = 0.526 \quad \lambda_{w2} = \frac{W_2}{a_{kp.w}} = \frac{495}{650} = 0.76$$

Кінематичну степінь реактивності ρ_k визначають по рівнянню:

$$\Delta W_u = W_{1u} + W_{2u} = 252 + 420 = 672 \frac{m}{c} \quad \text{де } \Delta W_u \text{ - закрутка в}$$

робочому колесі

$$\rho_k = 1 - \frac{C_{1u}}{U_{cp}} + \frac{\Delta W_u}{2U_{cp}} = 1 - \frac{672}{420} + \frac{672}{2 \cdot 420} = 0.2$$

Розрахунок параметрів на інших радіусах наведено у таблиці 2.6 а трикутники швидкостей на рис.2.3.

Для перевірки правильності обчислень визначають роботу ступені турбіни по рівнянню:

$$L_{cm1} = \frac{1}{2} \cdot (C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2) =$$

$$= \frac{710^2 - 261.24^2 + 495^2 - 341.7^2}{2} = 2.8206 \times 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

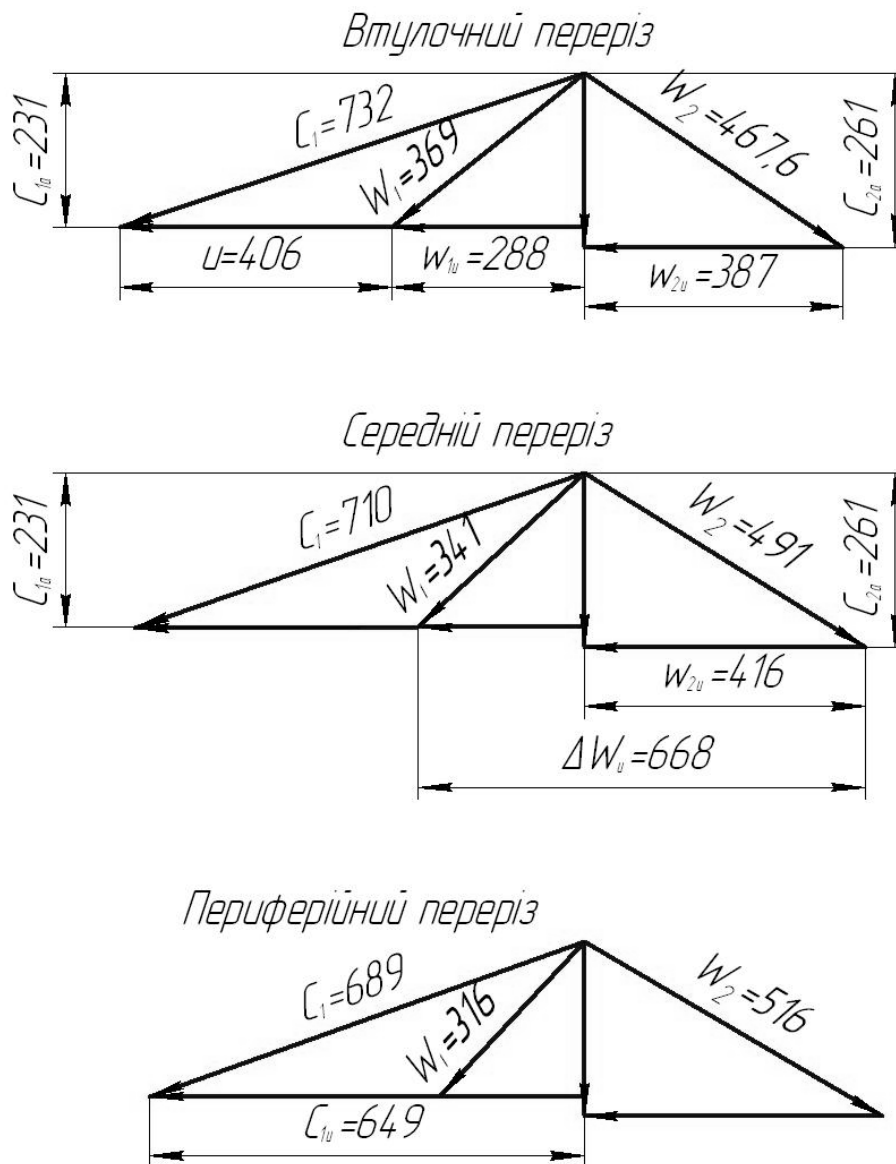
$$\delta L = \frac{L_{cm} - L_{cm1}}{L_{cm}} = \frac{2.8206 \cdot 10^5 - 2.8206 \cdot 10^5}{2.8206 \times 10^5} = 0\%$$

Кінематичні параметри ступеня турбіни

Таблиця 2.6

Величина і розрахункова формула	Переріз		
	втулочний	середній	Периферійний
D, м	1,008	1,042	1,077
u, м/с	406,026	420,000	433,974
m	1,711	1,599	1,498
C1a, м/с	231,240	231,240	231,240
C1u, м/с	694,682	671,569	649,944
C1, м/с	732,157	710,265	689,855
lc1	1,059	1,028	0,998
a1, град	19,819	20,557	21,302
W1u, м/с	288,656	251,569	215,970
W1, м/с	369,856	341,700	316,410
b1, град	59,153	75,156	104,909
C2a, м/с	261,240	261,240	261,240
C2u, м/с	0,000	0,000	0,000
C2, м/с	261,240	261,240	261,240
a2, град	90,000	90,000	90,000
lc2	0,414	0,414	0,414
b2, град	33,985	32,098	30,384
W2, м/с	467,561	491,858	516,730
W2u, м/с	387,772	416,747	445,830
Tw1, К	1278,013	1282,985	1288,125
lw1	0,570	0,527	0,488
lw2	0,721	0,758	0,796
rk	0,122	0,197	0,265
Lст, Дж	274813,952	280697,986	287274,295
dLст, %	0,026	0,005	-0,018
DWu	676,428	668,316	661,800

За результатами розрахунків будемо трикутники швидкостей (рис.2.3.).



Масштаб 1см-100м/с

Рис 2.3. Трикутники швидкостей

2.3.2. Побудова профілю робочої лопатки турбіни високого тиску.

Видовження лопатки СА задають h'_1 і визначають хорду профіля на середньому діаметрі:

$$b_{ca} = \frac{h_1}{h_{\lambda 1}} = \frac{0.035}{2.2} = 0.016 \quad b_{p\text{крп}} = 1$$

Крок решітки СА на середньому діаметрі знаходять за формулою:

$$t_{ca} = b_{ca} \cdot \frac{t_{cp}}{b_{cp}} = 0.016 \cdot \frac{0.86}{1} = 0.014 \text{ м}$$

та визначають кількість лопаток:

$$z_{ca} = \frac{\pi \cdot D_{1cp}}{t_{ca}} = \frac{3.14 \cdot 1.042}{0.015} = 218 \quad z_{ca} = 218$$

Знаходимо хорду профіля решітки на середньому радіусі:

$$b_{pkcp} = \frac{h_1}{\left(\frac{h_{л1}}{b_{pkcp}}\right)} = \frac{0.035}{\left(\frac{2.2}{1}\right)} = 0.016 \text{ м}$$

Крок решітки РК на середньому діаметрі визначають за формулою:

$$b_{pk} = b_{pkcp} \quad t_{pkcp} = b_{pk} \cdot \left(\frac{t_{pk}}{b_{pk}}\right) = 0.016 \cdot 0.66 = 0.01 \text{ м}$$

Знаходимо число лопаток РК:

$$z_{pk} = \frac{\pi \cdot D_{1cp}}{t_{pkcp}} = \frac{3.142 \cdot 1.042}{0.012} = 273$$

Кут згину вихідної кромки визначають за формулою:

$$\beta'_2 = \beta_2 + \delta = 31.882 - 4.5 = 27.38$$

Визначаємо кут згину вхідної кромки:

$$\beta'_1 = \beta_1 + i = 42.589 + 2 = 44.6$$

Кут згину профілю визначають за формулою:

$$\theta' = 180 - (\beta'_1 + \beta'_2) = 180 - (44.6 + 27.38) = 108.02$$

Для побудови осьової лінії профіля визначають кути згину вхідної χ_1 та вихідної χ_2 кромки за формулами:

$$\chi_1 = \frac{\theta'}{2} \cdot \left[1 + 2 \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{a}{b}\right)\right] = \frac{108.02}{2} [1 + 2 \cdot (1 - 2 \cdot 0.44)] = 67$$

$$\chi_2 = \theta' - \chi_1 = 108.02 - 67 = 41$$

Знаходимо кут установки профіля:

$$\nu = 180 - (\beta'_1 + \chi_1) = 180 - (44.6 + 67) = 68.4$$

Проекцію хорди на осьове направлення:

$$S = b_{pk} \cdot \sin(\nu) = 0.01576 \cdot 0.96 = 0.015 \text{ м}$$

Розрахунок координат профіля наведений у таблиці 2.7, а профіль

лопатки зображений на рис. 2.4.

Координати профіля

Таблиця 2.7

x	0	0,19	0,39	1,18	1,57	2,36	3,15	4,72	6,30	7,88	9,45	11,0	12,6	14,2	14,9	15,7
y	0	17,5	23,1	33,0	41,1	51,0	59,2	70,8	75,0	71,4	55,5	37,6	25,8	14,2	10,8	0

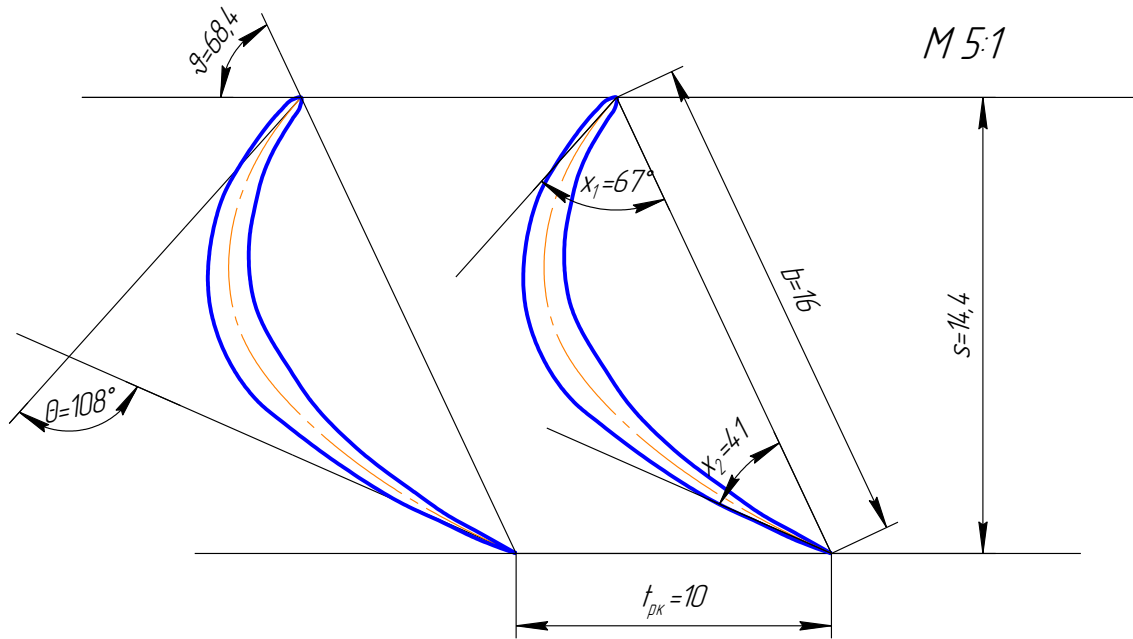


Рис 2.4. Профіль лопатки ступеня турбіни

2.4. Розрахунки на міцність

2.4.1. Розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни високого тиску.

Розрахунок на міцність робочої лопатки в даному дипломному проекті потрібно виконувати по спрощеній методиці [3]. Визначаємо напруження розтягування від відцентрових сил і вигину від газових і відцентрових сил. Напруження кручення від газових сил в виду їх малої величини в даному розрахунку не визначаємо.

Напруження від відцентрових сил потрібно обчислювати по всій довжині пера лопатки. Потрібно враховувати, що площа поперечного перерізу лопатки змінюється по степенному закону:

$$F(R) = F_{к.л} - (F_{к.л} - F_{0.л}) \cdot \left(\frac{R_{л} - R_{к.л}}{R_{0.л} - R_{к.л}} \right)^{q_{л}}$$

де $F_{к.л}$, $F_{0.л}$ - площа кореневого та кінцевого поперечного перерізу

R - поточне значення радіусу

q - показник, який для турбінних лопаток приймають рівним 0,5...0,6

При умові напруження розтягування від дії відцентрових сил в будь-якому перерізі лопатки:

$$\sigma_{р.л} = \rho_{л} \cdot \omega_{л} \cdot \left[\frac{R_{0.л}^2 - R_{л}^2}{2} \dots \left[+ h_{п.л} \cdot (F'_{л} - 1) \cdot \left[\frac{R_{к.л} + h_{п.л}}{1 + q_{л}} - \left(\frac{R_{к.л}}{1 + q_{л}} + \frac{R_{л} - R_{к.л}}{2 + q_{л}} \right) \cdot \left(\frac{R_{л} - R_{к.л}}{h_{п.л}} \right)^{1+q_{л}} \right] \right] \right]$$

де $\rho_{л}$ - густина матеріалу лопатки, кг/м³

$\omega_{л}$ - кутова швидкість обертання, рад/с

$F'_{л} = \frac{F_{0.л}}{F_{к.л}}$ - приймається значення в межах 0,25...0,35 [12, 14, 15]

$h_{п.л}$ - висота пера лопатки, м

Напруження вигину лопаток газовими і відцентровими силами звичайно невеликі, так як вони майже повністю скомпенсовані за рахунок виносу центра маси перерізу лопатки відносно кореневого перерізу. Напруження вигину газовими силами можна визначити по інтенсивності газових навантажень, діючих на РЛ. Але в даному проекті з метою зменшення розрахунків допускається сумарні напруження $\sigma_{и.с.л}$ вигину прийняти рівними $(0,05...0,1)\sigma_{р.л}$

Кінцева задача розрахунку - визначення коефіцієнту запасу міцності в різних перерізах лопатки, порівняння їх з допустимими і висновки про працездатність РЛ.

Для визначення запасу міцності потрібно побудувати залежності зміни сумарних напружень від відцентрових газових сил, температури лопатки $T_{л.м}$,

та меж тривалої міцності на базі 100 годин $\sigma_{100.t}$ по висоті лопатки.

При визначенні температури матеріалу лопатки в розрахункових перерізах будемо виходити з того, що поле температури на виході з камери згорання формується так, щоб максимальне значення температури досягало на передній кромці на відстані 50-70% - K_{max} довжини від її кореневого перерізу. Температура в кореновому перерізі приймається на 150...200 К - $\Delta T_{кор}$, а максимальне значення на 120...170К - ΔT_{max} , нижче розрахункової температури газу перед ступінню [6, 8, 14, 15] (рис.2.5).

$$\Delta T_{max} = 155K \quad \Delta T_{кор} = 190K \quad K_{max} = 0.65 \quad T'_0 = 1450K$$

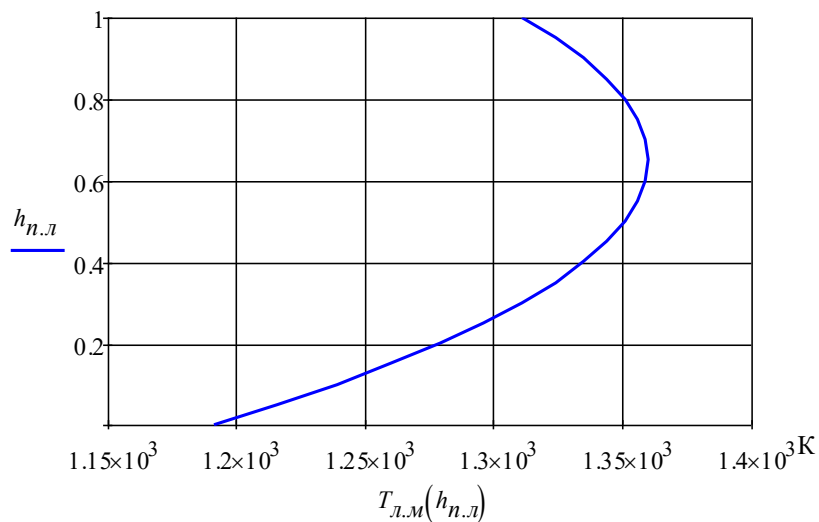


Рис 2.5. Розподіл температурного поля по висоті лопатки

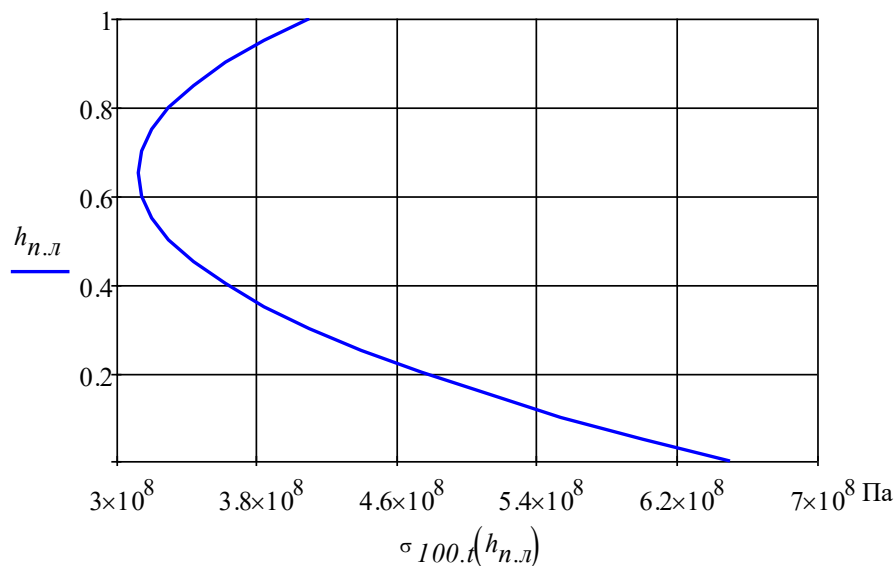


Рис 2.6. Залежність межі тривалої міцності від висоти лопатки

Обчислення напружень розтягнення:

$$q_l = 0.58 \quad F'_l = 0.32$$

$$\sigma_{p.l} = \rho_l \cdot \omega_l \cdot \left[\frac{R_{0.l}^2 - R_l^2}{2} \dots + h_{n.l} \cdot (F'_l - 1) \cdot \left[\frac{R_{к.л} + h_{n.l}}{1 + q_l} - \frac{\left(\frac{R_{к.л}}{1 + q_l} + \frac{R_l - R_{к.л}}{2 + q_l} \right)}{\left(\frac{R_l - R_{к.л}}{h_{n.l}} \right)^{-(1+q_l)}} \right] \right]$$

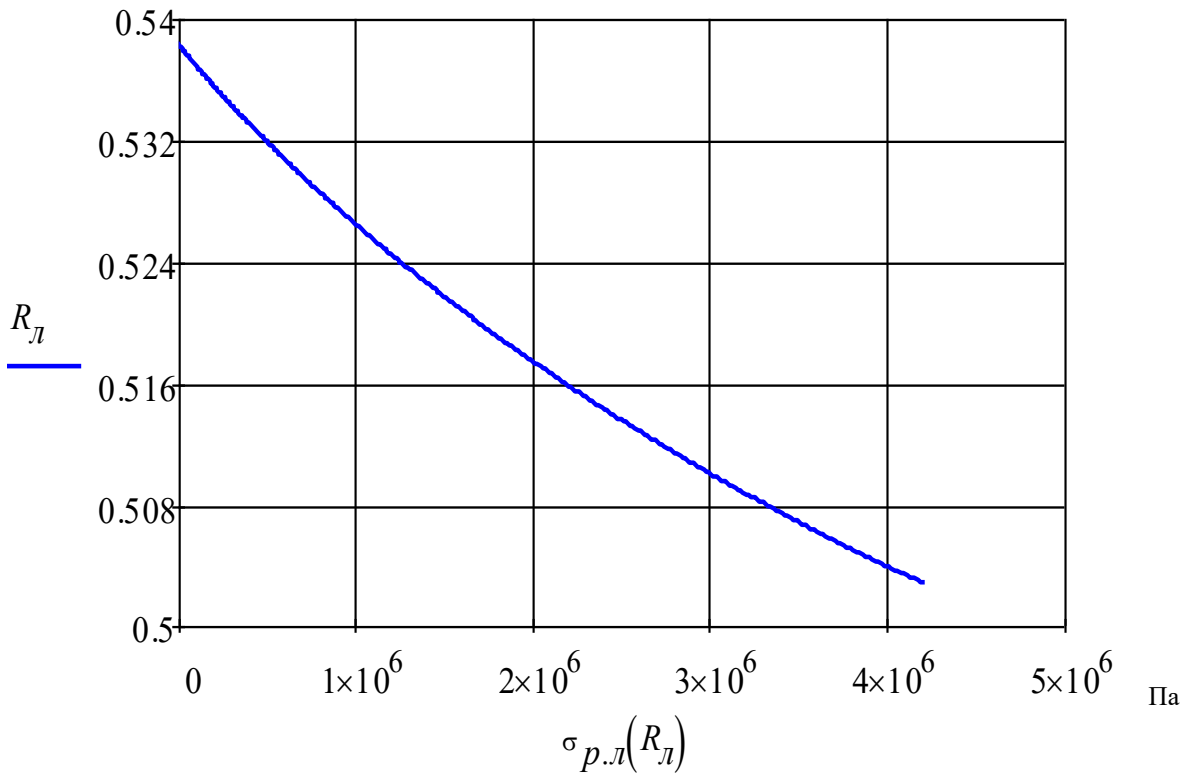


Рис 2.7. Напруження розтягнення по висоті лопатки

Напруження вигину: $\sigma_{u.\Sigma.l}(R_l) = 0.1 \cdot \sigma_{p.l}(R_l) \text{ Па}$

Сумарне напруження: $\sigma_{\Sigma.l}(R_l) = \sigma_{p.l}(R_l) + \sigma_{u.\Sigma.l}(R_l) \text{ Па}$ (рис.2.7,

2.8).

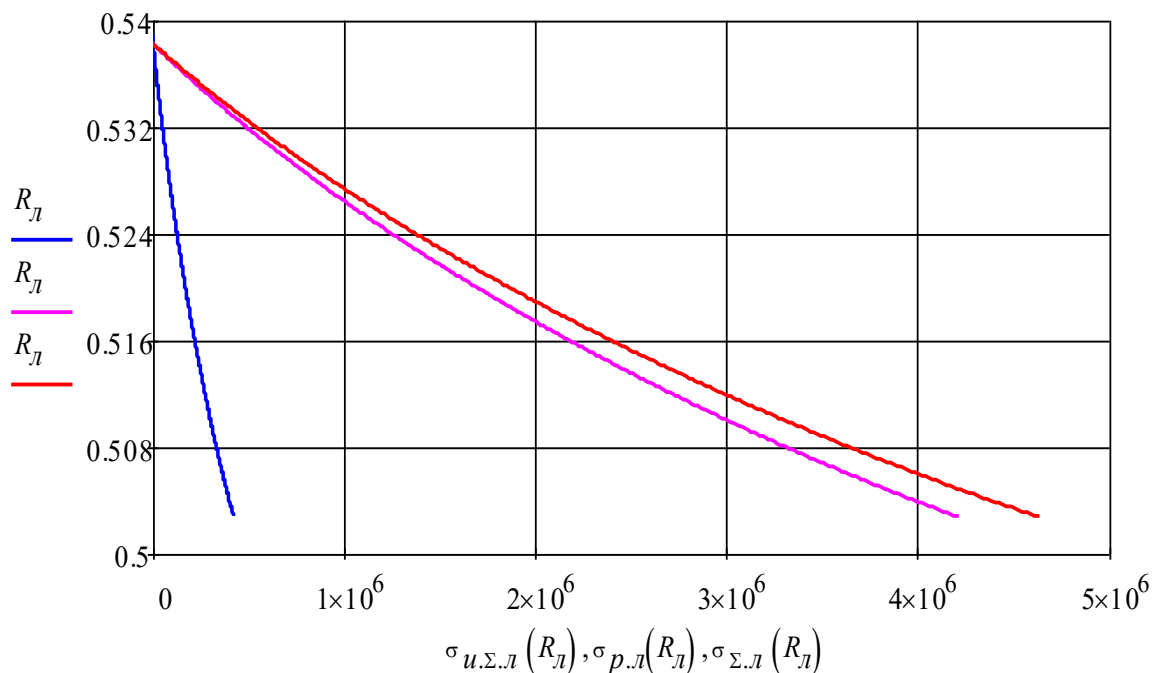


Рис 2.8. Сумарне напруження по висоті лопатки

Визначення коефіцієнта запасу на радіусі:

$$K_{зан.л}(R_l) = \frac{\sigma_{100.t} \left(\frac{R_l - R_{к.л}}{R_{0.л} - R_{к.л}} \right)}{\sigma_{\Sigma.л}(R_l)}$$

Отримані дані сумарного напруження, меж тривалої міцності на базі 100 годин та коефіцієнта запасу міцності на певному радіусі представлені в таблиці 2.8.

Результати розрахунків на міцність

Таблиця 2.8

Радіус	Сумарне напруження	межа тривалої міцності	коефіцієнт запасу міцності
$R_l, м$	$\sigma_{\Sigma.л} МПа$	$\sigma_{100.t} МПа$	$K_{зан.л}$
0.503	4.63	650	1,40
0.505	4.225	595.749	1,41
0.507	3.854	546.241	1,41
0.509	3.505	501.476	1,43
0.511	3.176	461.453	1,45
0.513	2.864	426.173	1,48
0.515	2.567	395.636	1,54
0.517	2.285	369.841	1,61

0.519	2.016	348.789	1,73
0.521	1.76	332.48	1,88
0.523	1.516	320.914	2,11
0.525	1.283	314.09	2,44
0.527	1.062	312.009	2,93
0.529	0.852	314.671	3,69
0.531	0.653	322.075	4,93
0.533	0.464	334.222	7,20
0.535	0.285	351.112	12,29
0.537	0.117	372.744	31,92
0.539	0.042	399.12	54,56

2.4.2. Розрахунок на міцність диска турбіни високого тиску.

При роботі двигуна в дисках газових турбін виникають наступні напруження:

- 1) напруження від відцентрових сил мас самого диска і мас прикріплених до нього лопаток;
- 2) температурні напруження, що викликаються нерівномірним нагрівом диска;
- 3) напруження викликаються вібрацією диска.

Реальний диск приводиться до найпростішої розрахункової схеми за рахунок наступних припущень:

- диск симетричний щодо середньої площини, перпендикулярної осі обертання, з плавним контуром профілю;
- складові напруг уздовж осі, виникаючі внаслідок нахилу бічних поверхонь, нехтує за малою їх величиною;
- температура по товщині диска не змінюється;
- напруження по товщині диска не змінюються, оскільки не враховується вигин;
- дія відцентрових сил робочих лопаток і замкової частини обода замінюється дією радіального контурного навантаження, рівномірно розподіленої по циліндровій поверхні обода диска;

Як розрахунковий режим приймаємо максимальний режим

навантаження ГПА. Точні рішення диференціальних рівнянь можуть бути отримані тільки для деяких простих форм дисків (постійної товщини, рівного опору, гіперболічного...), для дисків довільного профілю вказані рівняння можна вирішити наближеними методами.

Приведений нижче метод розрахунку дисків, що обертаються, розроблений доцентом А.В. Штода і є найпростішим. Його гідність полягає в тому, що сумарна напруга від відцентрових сил і від нерівномірності нагріву знаходиться за допомогою єдиного розрахунку. Методика викладена в [3].

Вихідні дані для розрахунку диску турбіни на міцність

- температура в центрі диску –

$$T_{ц} = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- оберти вала турбіни

$$n_m = 7695.5 \text{ c}^{-1}$$

- густина матеріалу диска

$$\rho = 8.3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$$

- коефіцієнт Пуассона

$$\mu = 0.4$$

- температура на зовнішньому радіусі диску

$$T_H = 750 \text{ К}$$

- число лопаток турбіни $z = 273$

- напруження розтягування в кореневому перерізі від дії відцентрових сил $\sigma_{КС} = 113.3 \cdot 10^6 \text{ МПа}$

- площа кореневого перерізу лопатки $F_k = 8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$

Для виконання розрахунку диск розбивається кільцевими перетинами на 15 кільцевих ділянок (рис 2.9.). Основою методики розрахунку є формули для визначення зміни напруг в межах кільця. Починаючи розрахунок з нульового перетину, де початкові напруги задані, обчислюємо приріст напруг на всіх кільцевих ділянках, за допомогою яких будуються загальні характеристики розподілу напруг sT і sR вздовж радіусу диска.

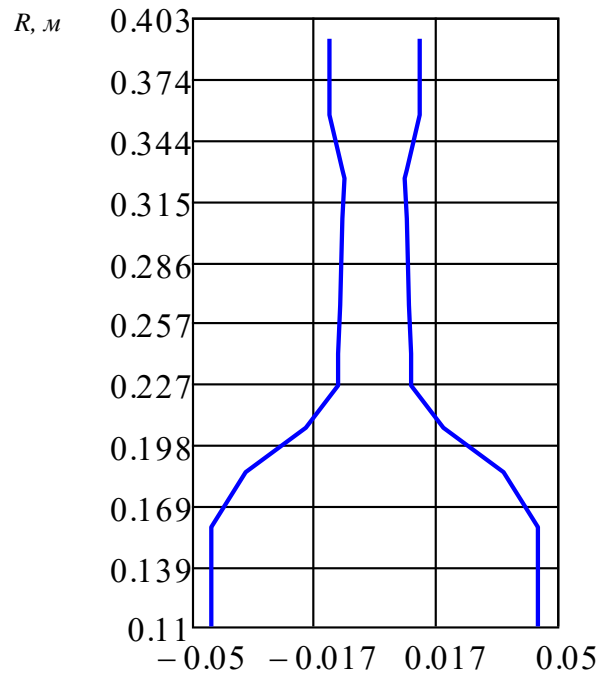


Рис 2.9. Товщина диску в залежності від радіусу

Радіальні контурні напруження:

$$\sigma_{\kappa 15} = \frac{\sigma_{\kappa C} \cdot F_{\kappa} \cdot z + 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot (b_{15} - 0.003) \cdot 0.014 \cdot (r_{15} - 0.005)^2 \cdot \left(\pi \cdot \frac{n_m}{30} \right)^2}{2 \cdot \pi \cdot r_{15} \cdot b_{15}}$$

$$= \frac{113300000 \cdot 0 \cdot 273 + 2 \cdot 3.142 \cdot 8300 \cdot (0.025 - 0.003) \cdot 0.014 \cdot (0.393 - 0.005)^2 \cdot \left(3.142 \cdot \frac{7695.5}{30} \right)^2}{2 \cdot 3.142 \cdot 0.393 \cdot 0.025} = 2.545 \times 10^7 \text{ МПа}$$

Зміна температури диска по радіусу описується функцією (рис 2.10.):

$$T_n = T_u + (T_H - T_u) \cdot \left(\frac{r_n - r_0}{r_{15} - r_0} \right)^2$$

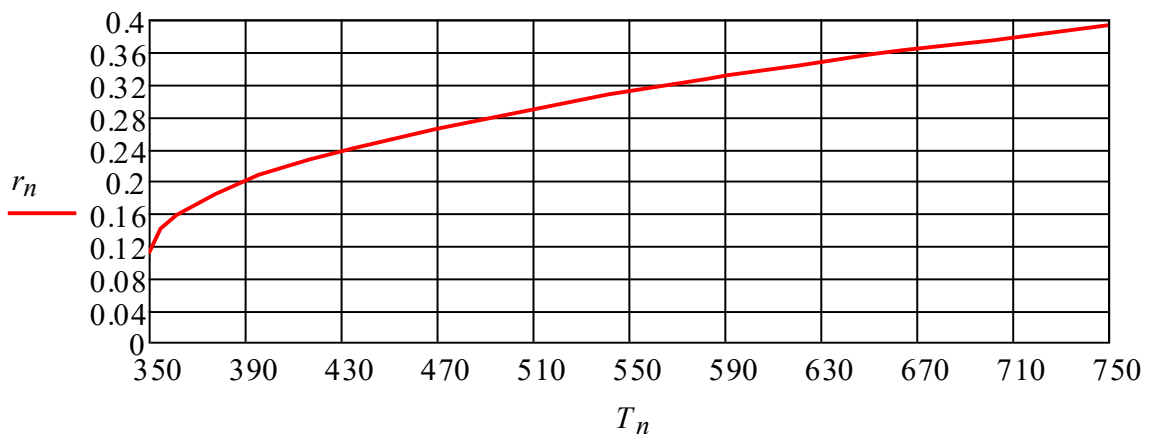


Рис 2.10. Зміна температури диска по радіусу

Для матеріалу ЭИ698 розраховуємо значення модуля пружності та коефіцієнт лінійного розширення для всіх перерізів диску:

$$E_n = if(T_n > 700, 285103 - 197.004 \cdot T_n, 197831 - 70.5193 \cdot T_n)$$

$$\alpha_n = (1.178 \cdot 10^{-5} - 3.44 \cdot 10^{-9} \cdot T_n) + 9.42 \cdot 10^{-13} \cdot (T_n)^2 = \dots$$

Будуємо графік залежність модуля пружності від температури (Рис. 2.11.)

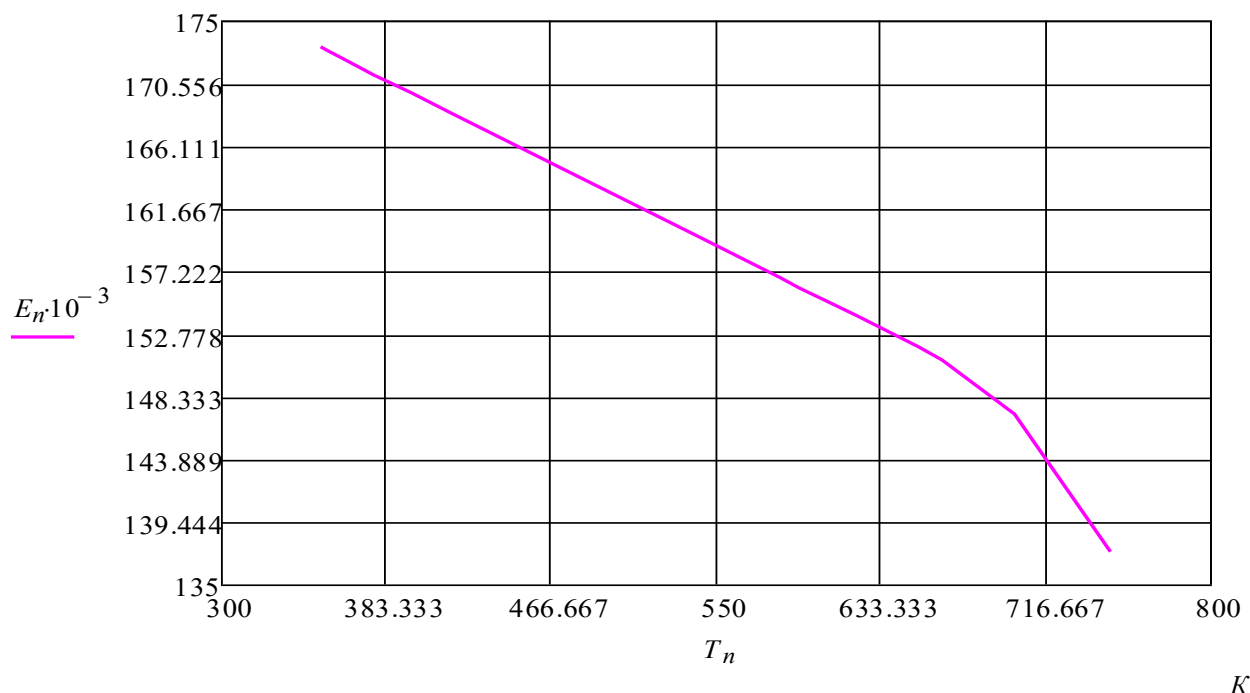


Рис 2.11. Залежність модуля пружності від температури

Напруження в нульовому перерізі рівно

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{\kappa 15} - B_{15}}{A_{15}} = \frac{4.595 [10^7 - (-3.257 \times 10^8)]}{0.691} = 5.187 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

Визначаємо напруження у всіх перерізах диску:

$$\sigma_{Rn} = (A_n \cdot \sigma_0 + B_n) \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_{Tn} = (N_n \cdot \sigma_0 + Q_n) \cdot 10^{-6}$$

Результати розрахунку в графічному виді (Рис 2.12, 2.13.):

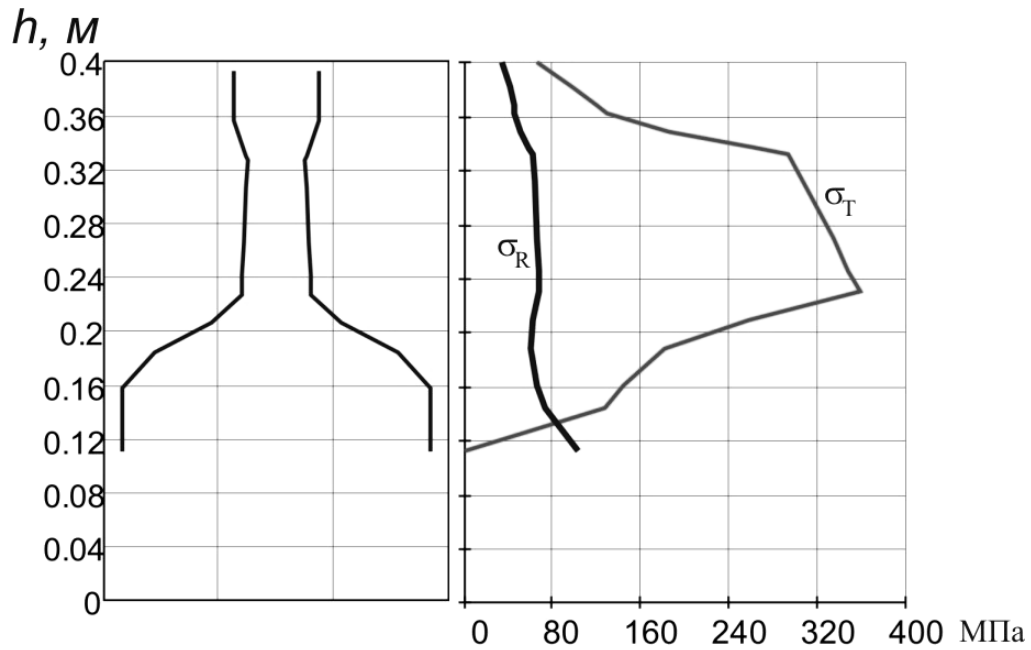


Рис 2.12. Напруження на різних радіусах

Границя міцності матеріалу ЭИ498: $\sigma_{498} = 650$ МПа, [5, 15]

Коефіцієнт запасу міцності:

$$\sigma_{S_n} = \sqrt{(\sigma_{R_n})^2 + (\sigma_{T_n})^2} - \sigma_{R_n} \cdot \sigma_{T_n} \quad k_n = \frac{\sigma_{498}}{\sigma_{S_n}}$$

Результати розрахунків напружень та коефіцієнту міцності зведено в таблиці 2.9.

Напруження та коефіцієнт міцності на певному радіусі

Таблиця 2.9.

σ_R , МПа	σ_T , МПа	k
0	103,73	6,266
127,79	72,82	5,855
143,36	65,92	5,230
180,86	59,99	4,074
257,34	61,77	2,793
358,64	68,11	1,970
347,91	67,28	2,034
334,73	65,98	2,117
307,29	62,79	2,311
292,71	60,80	2,430
265,82	58,47	2,687
185,01	51,22	3,928
128,43	45,42	5,762
120,22	44,17	6,171
96,88	40,32	7,711
65,52	34,25	11,451

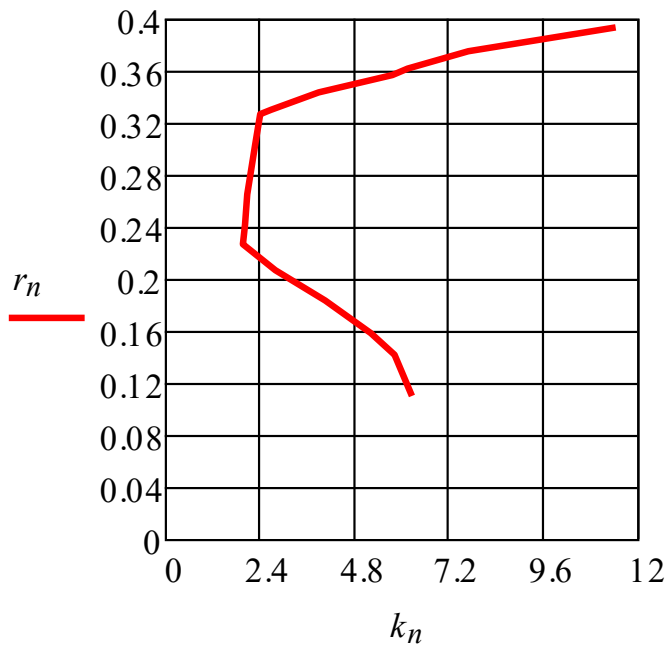


Рис.2.13. Графік зміни коефіцієнта міцності по радіусу

Висновок: по вимогам коефіцієнту запасу міцності для дисків турбін повинен знаходитися в межах 1.5...2.5 [8, 15]. В нашому випадку мінімальний коефіцієнт запасу міцності складає $k_{min} = 1.97$

2.4.3. Розрахунок на міцність валу турбіни високого тиску.

Розрахункова схема валу та його навантаження представлено на рис.2.14.

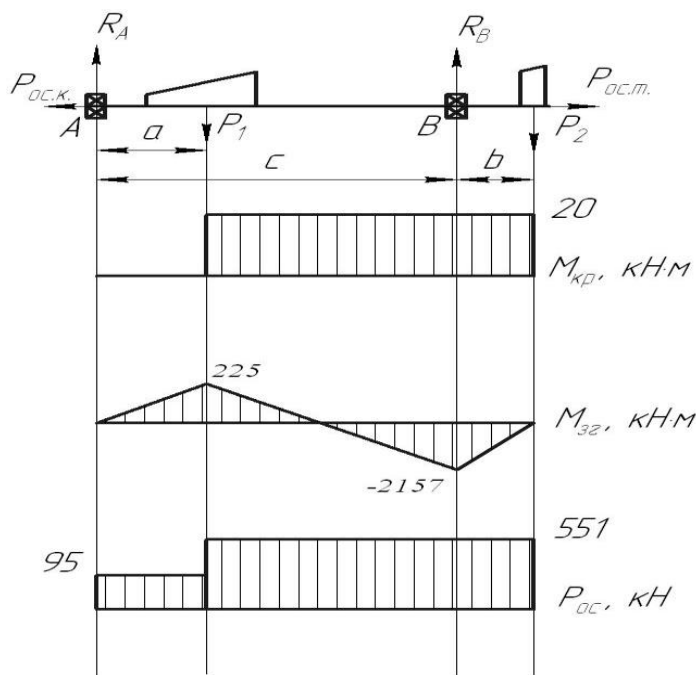


Рис.2.14. Схема та епюри навантаження валу турбокомпресора високого тиску

Вал турбіни сприймає всі види навантажень, що діють на ротор двигуна. Ці навантаження можна розділити на внутрішні, які створюються елементами ротора в процесі роботи двигуна, і зовнішні, які виникають при зміні зовнішніх чинників. Внутрішніми навантаженнями є, наприклад, відцентрові сили інерції нерівноважених мас ротора, сила його тяжіння. Зовнішні навантаження, що передаються на ротор від елементів конструкції ГПА.

При розрахунку вала на міцність приймають наступні його деформації, які виникають від дії на нього статичних і динамічних сил і моментів [5,14]:

-кручення валу під дією моменту, що він передає;

-изгиб валу від власної ваги, ваги роторів компресора і турбіни, відцентрових сил нерівноважених мас цих роторів, а також від сил перевантаження роторів компресора і турбіни;

-розтягнення або стиснення осьовими силами, що викликаються різницею тисків газів по торцям коліс ротора, осьовими складовими інерційних сил.

Для розрахунку валів вибираються найбільш небезпечні випадки їх навантаження, коли вказанні вище сили особливо великі і сумуються (рис 1.13). Таким випадком може бути вивід ГПА на максимальний режим;

Відстань від передньої опори до центру мас компресора: $a = 0.3\text{ м}$

Відстань від задньої опори до центру мас турбіни: $b = 0.1\text{ м}$

Відстань між опорами: $c = 1.1\text{ м}$

Маса компресора: $M_k = 370\text{ кє}$

Маса турбіни: $M_m = 250\text{ кє}$

Зовнішній діаметр валу турбіни: $D = 0.18\text{ м}$

Межа текучості матеріалу валу турбіни: $\sigma_{0.2} = 280\text{ МПа}$

Максимальний сумарний момент:

$$M_{\Sigma} = 306\text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент:

$$M_{кр} = \frac{9.55 \cdot L_{к.в} \cdot G_2}{n_m} = \frac{9.55 \cdot 2.632 \times 10^5 \cdot 65.701}{8114} = 20.355 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Діаметр лабіринту масляної порожнини:

$$D_M = 1.1 \cdot D = 0.198 \text{ м}$$

Осьова сила діюча на вал турбіни:

$$P_{ос} = G_2 \cdot (C_1 \cdot \sin(\alpha_1) - C_2) + \frac{\pi \cdot (D_{1к}^2 - D_M^2) \cdot P'_0}{4} - \frac{\pi \cdot (D_{2к}^2 - D_M^2) \cdot P'_2}{4} =$$

$$74.4 \cdot (710.265 \cdot \sin(19) - 261.24) \dots = 9.5 \times 10^5$$

$$+ \frac{3.142}{4} \cdot [(1.077^2 - 0.198^2) \cdot 1.966 \cdot 10^6 - (1.081^2 - 0.198^2) \cdot 8.657 \times 10^5]$$

H

Відцентрова сила від неврівноважених мас компресора:

$$P_{н.к} = \frac{G_k \cdot r_k}{g} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_m}{30} \right)^2 = \frac{74.646 \cdot 1.079}{9.81} \cdot \left(\frac{3.142 \cdot 7695}{30} \right)^2 = 5332686.808 \text{ Н}$$

Відцентрова сила від неврівноважених мас турбіни:

$$P_{н.т} = P_{н.к} = 5513498.36 \cdot \text{Н}$$

Поперечні сили від маси роторів та неврівноважених мас:

$$P_1 = M_k \cdot g + P_{н.к} = 370 \cdot 9.81 + 5513498.36 = 5517128 \text{ Н}$$

$$P_2 = M_t \cdot g + P_{н.т} = 250 \cdot 9.81 + 5513498.36 = 5515951 \text{ Н}$$

Реакція опор від поперечних сил:

$$R_A = \frac{P_1 \cdot a + P_2 \cdot (c + b)}{c} = \frac{5517128 \cdot 0.3 + 5515951 \cdot (1.1 + 0.1)}{1.1} = 7522072 \text{ Н}$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot (c - a) - P_2 \cdot b}{c} = \frac{5517128 \cdot (1.1 - 0.3) - 5515951 \cdot 0.1}{1.1} = 3511007 \text{ Н}$$

Визначення згинальних моментів, Н м:

$$M_{з21} = R_a \cdot a = 7522072 \cdot 0.3 = 2256621 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{з22} = R_a \cdot a - P_1(c - a) = 7522072 \cdot 0.3 - 5517128(1.1 - 0.3) = -2157080 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Внутрішній діаметр валу турбіни:

$$d = 0.85 \cdot D = 0.153 \text{ м}$$

Площа перетину валу:

$$F_{\text{вал}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.18^2 - 0.153^2)}{4} = 7.062 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

Напруга вигину:

$$\sigma_u = \frac{M_{\Sigma} \cdot 32}{\pi \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right]} = \frac{306 \cdot 32}{3.142 \cdot 0.18^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{0.153}{0.18}\right)^4\right]} = 1.118 \text{ МПа}$$

Напруга розтягування:

$$\sigma_p = \frac{P_{oc}}{F} = \frac{9.6 \times 10^5}{7.062 \times 10^{-3}} = 1.36 \times 10^8$$

Дотична напруга:

$$\tau = \frac{M_{\Sigma} \cdot 16}{\pi \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right]} = \frac{306 \cdot 16}{3.142 \cdot 0.18^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{0.153}{0.18}\right)^4\right]} = 0.559 \text{ МПа}$$

Складна напруга по третій теорії міцності:

$$\sigma_{cl} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_p)^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(1.118 + 136.01)^2 + 4 \cdot 0.559^2} = 137.133$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$k_{\text{вала}} = \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{cl}} = \frac{280}{137} = 2.1$$

2.4.4. Перевірка валу на критичну частоту обертання

Дані для перевірки:

модуль упругості матеріалу вала [5,14]: $E_{м.у} = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$

густина матеріалу вала: $\rho_{м.в} = 8.27 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$

Момент інерції перерізу вала розраховуємо за формулою:

$$J_{\text{вал}} = \pi \cdot \frac{D^4 - d^4}{64} = 3.142 \cdot \frac{0.18^4 - 0.153^4}{64} = 2.463 \times 10^{-5} \text{ м}^4$$

Критична частота обертів без врахування власної маси знаходимо по формулі:

$$n_{кр1} = \frac{518}{c+b} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot E_{м.у} \cdot J}{c \cdot g \cdot M_m \cdot [(c+b) - c] \cdot [(c+b) - c]^2}} =$$

$$\frac{518}{1.1 + 0.1} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 2.463 \times 10^{-5}}{1.1 \cdot 9.8 \cdot 250 \cdot [(1.1 + 0.1) - 1.1] \cdot [(1.1 + 0.1) - 1.1]^2}} = 1035789 \frac{об}{хв}$$

Критична частота обертання вала:

$$n_{кр0} = 25.6 \cdot \frac{d}{c} \cdot \sqrt{\frac{E_{м.у}}{\rho} \cdot g \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]} =$$

$$25.6 \cdot \frac{0.153}{1.1} \cdot \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^{11}}{8300} \cdot 9.81 \cdot \left[1 + \left(\frac{0.153}{0.18}\right)^2\right]} = 73624 \frac{об}{хв}$$

Критична частота обертів з врахуванням власної маси знаходимо по формулі:

$$n_{кр} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{n_{кр1}}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_{кр0}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{(2.363 \times 10^6)^2} + \frac{1}{(7.362 \times 10^4)^2}}} = 73859 \frac{об}{хв}$$

Обчислена критична частота обертання валу знаходиться поза діапазоном частоти обертання валу спроектованого ГПА, тобто резонанса відбуватися не буде. Так як критична частота більше максимальної частоти обертання валу - то вал являється "жостким".

Висновок: За вимогами коефіцієнт запасу міцності для валів турбін повинен бути у межах 2 ... 3 [5, 12, 14]. В нашому випадку вал виконаний із сталі 40ХНМА і мінімальний коефіцієнт запасу міцності вала складає: $k_{вала} = 2.1$ відповідно вимоги міцності дотримані.

2.5. Розрахунок систем ГТУ

2.5.1. Розрахунок система змащування

Система змащування ГТУ (рис.2.15) забезпечує подачу мастила, необхідного для змащення і охолодження підшипників і шестерень опори і приводів, підшипників турбокомпресора, підшипників і шестерень вільної

турбіни. Частина мастила використовується для системи регулювання і агрегатів автоматичного керування двигуном.

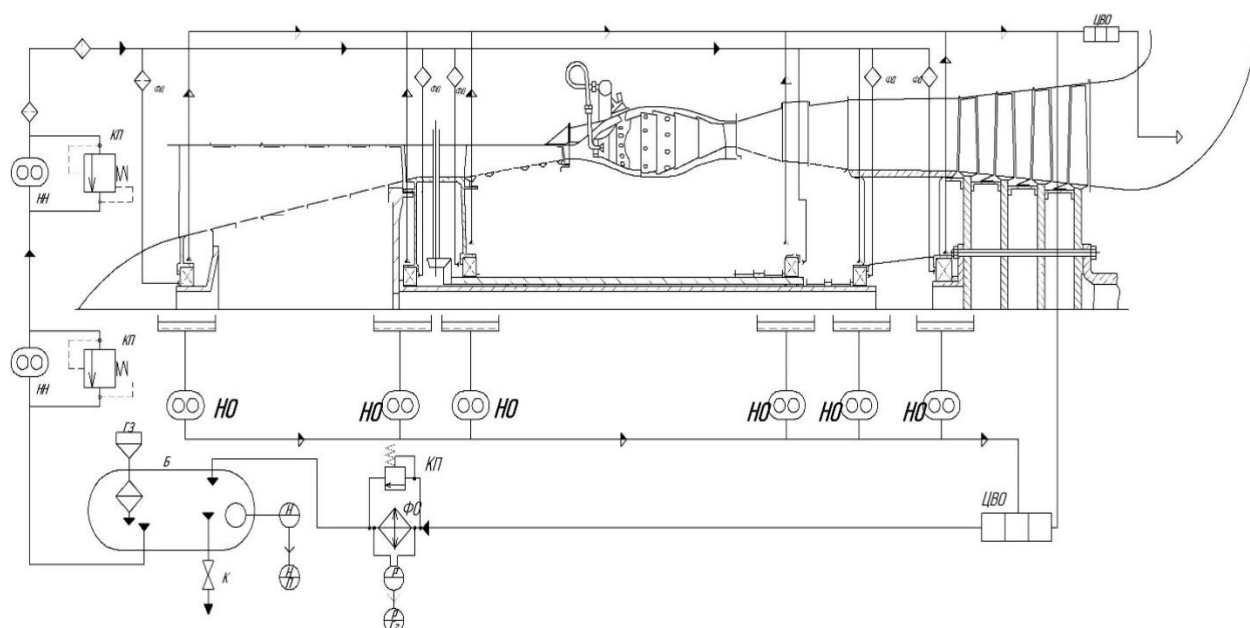


Рис. 2.15 Схема системи змащування двигуна

Для мастила двигуна застосовують мастила Т-22 МС-20 або МК-22.

Температура мастила на вході у двигун на всіх режимах (60-70)°С.

Максимальна температура мастила на виході з двигуна не більш + 90° С.

Масляна система складається з наступних вузлів: масляного агрегату, нагнітаючого насоса картера турбіни, відкачуючого насоса картера турбіни, відкачуючого насоса проміжної опори, нагнітаючого насоса вільної турбіни, відкачуючого насоса вільної турбіни, мастильного фільтру, відцентрових суфлерів картера турбіни і вільної турбіни.

У масляний агрегат входять нагнітаючий, підкачуючий і відкачуючий шестеренчасті насоси, центрифуга, сигналізатор стружки в маслі. На схемі масляної системи двигуна вузли маслоагрегата показані пунктирною лінією на нижній частині схеми.

Заповнення масляної системи двигуна маслом здійснюється з маслобака місткістю 800 л за допомогою підкачуючого насоса маслоагрегата, який подає масло на вихід основного нагнітаючого насоса. На вході в нагнітаючий насос відбувається змішування потоку масла, що йде від

підкачуючого насоса, з потоком масла, що поступає з насосів, що відкачують, через центрифугу і радіатор.

Визначення основних параметрів системи змащення:

Прокачування мастила через двигун [5, 16]: $W = \frac{Q_m}{C_m \cdot \rho_m \cdot \Delta T}$,

де, C_m – питома теплоємність мастила;

$$C_m = 2,1 \text{ кДж/кг};$$

ρ_m – густина мастила;

$$\rho_m = 0,9 \text{ кг/м}^3;$$

$$\Delta T = 45^\circ\text{C};$$

Q_m – тепловіддача в мастило, визначена по статистичним даним.

Для ГТУ тепловіддачу в мастило приймаємо $Q_m = 3937 \text{ кДж/хв}$.

$$W = \frac{3937}{2,1 \cdot 0,9 \cdot 45} = 46,29 \text{ л/хв};$$

Циркуляційний запас мастила:

$$V_{\text{ц}} = W \cdot t_{\text{ц}},$$

де, $t_{\text{ц}}$ – час одного циклу прокачки масла через двигун:

$$V_{\text{ц}} = 46,29 \cdot 0,9 = 41,66 \text{ л};$$

Повний запас масла, л:

$$V_{\text{д}} = g \cdot t_{\text{max}};$$

t_{max} – термін роботи двигуна. Приймаємо – 1000 год;

G – втрата масла за годину. Приймаємо – 0,5 л/год;

$$V_{\text{д}} = 1000 \cdot 0,5 = 500 \text{ л};$$

Кількість масла, що заливається в бак:

$$V_{\text{з}} = V_{\text{ц}} + V_{\text{д}} + V_{\text{п}}, \text{ де:}$$

$V_{\text{п}}$ – кількість масла, що необхідне для заповнення трубопроводів, маслорадіатора та інших масляних порожнин:

$$V_{\text{п}} = 0,2 \cdot V_{\text{ц}} = 0,2 \cdot 41,66 = 8,33 \text{ л};$$

$$V_{\text{з}} = 41,66 + 500 + 8,33 = 550 \text{ л};$$

Ємкість маслобака, л:

$$V_6 = 1,1 \cdot V_3 = 1,1 \cdot 550 = 604 \text{ (л)};$$

Визначаємо продуктивність нагнітаючого масляного насосу:

$$W_H = 2 \cdot \pi \cdot d_m \cdot \bar{m} \cdot l \cdot n \cdot \eta_H \cdot 10^{-6} \text{ (л/хв)},$$

де, η_H – коефіцієнт об'ємної подачі насоса ($\eta_H = 0,8$);

n – частота обертання шестерні $n = 3900$ об/хв;

\bar{m} – модуль зубців шестерні ($\bar{m} = 4$);

d_m – діаметр ділильної окружності шестерні;

$$d_m = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n} \cdot 10^3 \text{ мм},$$

де, U – окружна швидкість шестерні по діаметру ділильної окружності.

$$U = 10 \text{ м/с};$$

l – довжина зуба шестерні $l = 8$ мм;

$$d_m = \frac{60 \cdot 10}{3,14 \cdot 3900} \cdot 10^3 = 48,99 \text{ мм};$$

$$W_H = 2 \cdot 3,14 \cdot 48,99 \cdot 4 \cdot 8 \cdot 3900 \cdot 0,8 \cdot 10^{-6} = 30,716 \text{ (л/хв)}.$$

Продуктивність нагнітаючого насосу задовольняє потребам прокачування мастила через двигун з необхідним запасом.

Підбір параметрів качаючого вузла відкачувального маслососа

Параметри відкачувальних маслососів визначаються за тією ж методикою, що й для нагнітальних насосів, але з урахуванням двох обставин.

По-перше, сумарна продуктивність всіх відкачувальних насосів $W_{\Sigma \text{відк}}$ повинна бути в 2...3 рази більшою, ніж продуктивність нагнітального насоса [16].

$$W_{\Sigma \text{в}} = (2...3)W_H$$

$$W_{\Sigma \text{в}} = 2,5 \cdot 30,716 = 76,8 \text{ (л/хв)}$$

По-друге, кількість відкачувальних насосів повинна бути рівною кількості основних опор роторів двигуна [16].

2.5.2. Паливна система

Схема паливної системи представлена на рис.2.16.

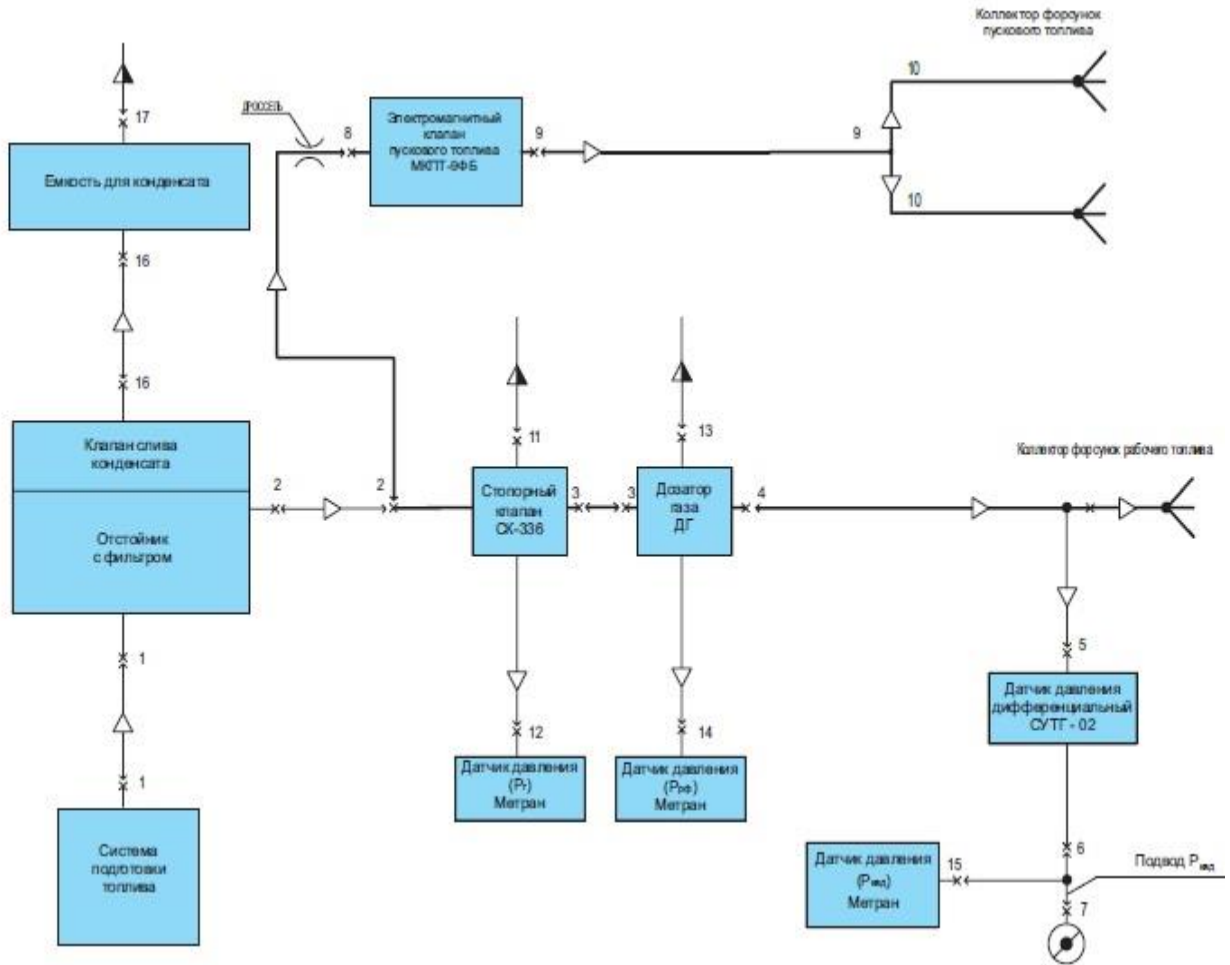


Рис 2.16.Схема паливної системи ГТУ

Розрахунок паливної системи

Розрахунок паливної системи включає у себе визначення діаметрів жиклерів пускової і робочої форсунок. Для цього використовується рівняння витрати пального через камеру згорання:

$$G_{II} = \mu i F_{ж} \sqrt{2\rho \Delta p},$$

де G_{II} – витрата пального за секунду, кг/с; μ – коефіцієнт швидкості; i – кількість форсунок; $F_{ж}$ – площа перерізу жиклера, м²; ρ – густина палива, кг/м³; Δp – перепад тиску на форсунці, Па.

$$\text{Отже, } F_{ж} = \frac{G_{II}}{\mu i \sqrt{2\rho \Delta p}}, \text{ а}$$

$$d_{ж} = \sqrt{\frac{4F_{ж}}{\pi}}, [\text{м}^2] - \text{діаметр жиклеру.}$$

При розрахунку діаметру жиклеру пускової форсунки $i=2$ тому, що в прототипі два запальника; $\mu = 0,6 \dots 0,8$ [5, 16], приймаємо $\mu = 0,7$; перепад тиску береться для режиму холостого ходу у діапазоні $\Delta p_{xx}=(2,5\dots3,5)10^5$ Па

[16], приймаємо $\Delta p_{xx}=3,0 \cdot 10^5$ Па; густина природного газу $\rho = 1,293$ кг/м³ [16] при нормальних умовах, а при $p_{II}=0,6$ МПа і нормальної температури $\rho = 7,758$ кг/м³ тому, що $\rho = \frac{p}{RT}$; витрата пального також береться для режиму холостого ходу, тобто $G_{II}=160$ кг/год. Тоді

$$F_{жII\phi} = \frac{160}{3600 \cdot 0,7 \cdot 2 \sqrt{2 \cdot 7,758 \cdot 300000}} = 1,47 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2), \text{ а}$$

$$d_{II\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000147}{3,14}} = 4,3 \cdot 10^{-3} (\text{м}).$$

При розрахунку діаметру жиклеру робочої форсунки $i=16$; $\mu = 0,3 \dots 0,5$ [16], приймаємо $\mu = 0,5$; перепад тиску береться для розрахункового (номінального) режиму у діапазоні $\Delta p_p=(6\dots9)10^5$ Па [1,16], приймаємо $\Delta p_p=9,0 \cdot 10^5$ Па; густина природного газу при тиску $p_{II}=2,0$ МПа та температурі у двічі більшої за нормальну буде $\rho = 12,93$ кг/м³; витрата пального також береться для розрахункового режиму $G_{II}=1510$ кг/год. Тоді:

$$F_{жP\phi} = \frac{1510}{3600 \cdot 0,5 \cdot 16 \sqrt{2 \cdot 12,93 \cdot 900000}} = 1,1 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2), \text{ а}$$

$$d_{P\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000011}{3,14}} = 3,7 \cdot 10^{-3} (\text{м})$$

2.5.3. Пускова система

Пускова система призначена для автоматичного запуску двигуна. До неї пред'являються наступні вимоги:

- надійність запуску при різних умовах експлуатації;
- автоматизація підготовчих операцій;
- безпечність;
- можливість простого і швидкого регулювання в процесі ТО.

Визначення необхідної потужності пускового пристрою та його потужності.

В якості пускового пристрою ГТУ в основному використовують електростартери та турбостартери. Для запуску турбостартера можна використовувати транспортуємий природний газ, але це приводить до забруднення навколишнього середовища. Зате значна вихідна потужність турбостартерів, зумовлює малий час запуску ГТУ, та високий початковий крутний момент.

Для визначення потужності пускового пристрою спроектованої ГТУ використовують показники питомої пускової потужності прототипів ГТУ виконаних і запускаємих по тій же конструктивній схемі, за близьких величинах початкових параметрів циклу (t_{03} і κ) та однаковому принципі конструювання компресорів і турбін. В таблиці 2.10 наведені основні параметри прототипів [18 - 21].

Основні параметри прототипів стартерів

Таблиця 2.10

Показник на режимі 1.0N _{ном}	Прототипи		
Витрати повітря G _п , кг/с	31	89,8	129,9
Потужність N=N _{ном}	6700	26700	16000
Степінь стиснення, Пк	16,6	21	12,5
Температура T ₀₃ , К	1100	1245	1023
Потужність ПП, N _{пп} , кВт	60	60	60
Тип ПП	ДСТ-7	ДСТ-7	ДСТ-7
Кількість ПП	1	3	3

Як правило використовують наступні питомі показники:

- питома потужність пускового пристрою на кожні 1000кВт корисної потужності $N'_{nn.N}$;

- питома потужність пускового пристрою на 1кг/с витрат повітря через компресор - $N'_{nn.G}$.

Використовуючи параметри наведені в таблиці для проектуємої ГТУ можна обчислити:

$$N'_{nn.N} = \frac{N_{nn}}{25} = 7.2$$

$$N'_{nn.G} = \frac{N_{nn}}{89.9} = 2.002$$

Тоді необхідна потужність пускового пристрою для проектуємої ГТУ складе:

$$N_{nn.N} = N'_{nn.N} \cdot N_{np} = 180 \text{ кВт}$$

$$N_{nn.G} = N'_{nn.G} \cdot G_{np} = 148.165 \text{ кВт}$$

Із двох обчислених величин потрібної потужності пускового пристрою потрібно вибрати більшу. Тобто, приймаємо що для запуску проектуємого ГПА необхідна потужність пускового пристрою складе:

$$N_{nn.np} = 180 \text{ кВт}$$

Приймаємо потужність пускового пристрою:

Кількість електростартерів потужністю $N_{nn} = 180$ складе:

$$n_{ел.ст} = 3$$

Приймаємо тип пускового пристрою - електростартер типу ДСТ7-2/4. Цей тип стартера представляє собою двохшвидкісний стартер змінного струму. Для подачі напруги на сатрер може використовуватися коробка контакторів, або регулятор частоти сили струму і напруги.

Ресурс стартера такого типу складає 5000 пусків.

Номінальна частота обертання ротора стартера складає: $n_{н.ст} = 3000$ кВт

Побудова діаграми запуску

Визначення часу роботи пускового пристрою, часу запуску двигуна проводять шляхом побудови моментних характеристик, а в результаті діаграми запуску.

Визначення характерних частот обертання

Визначення характерних частот обертання ротора ГПА в характерних точках скористаємось статистичними даними прототипів ГПА.

Отже характерні точки:

$$n'_1 = 0,1 \dots 0,15 \text{ приймаємо } n'_1 = 0.13$$

$$n'_p = 0,15 \dots 0,20 \text{ приймаємо } n'_p = 0,18$$

$$n'_2 = 0,3 \dots 0,45 \text{ приймаємо } n'_2 = 0,42$$

$$n'_{xx} = 0,6 \dots 0,8 \text{ приймаємо } n'_{xx} = 0,72 \text{ від } n_{max}$$

Визначення функції крутного моменту пускового пристрою (рис.2.17).

Для електростартерів характерна лінійна залежність крутного моменту від частоти обертання ротора стартера:

$$M_{nn} = M_0 - b_{nn} \cdot n_{nn}$$

де M_0 , b_{nn} - коефіцієнти які залежать від потужності стартера.

Ці коефіцієнти визначаються по формулах:

$$M_0 = \frac{60}{\pi} \cdot \frac{N_{nn.np}}{n_{n.cm}} \cdot 10^3 = 11459,156$$

$$b_{nn} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{N_{nn.np}}{n_{n.cm}^2} \cdot 10^3 = 1,91$$

Тоді функція залежності буде мати вигляд:

$$M_{nn}(n_{nn}) = M_0 - b_{nn} \cdot n_{nn}$$

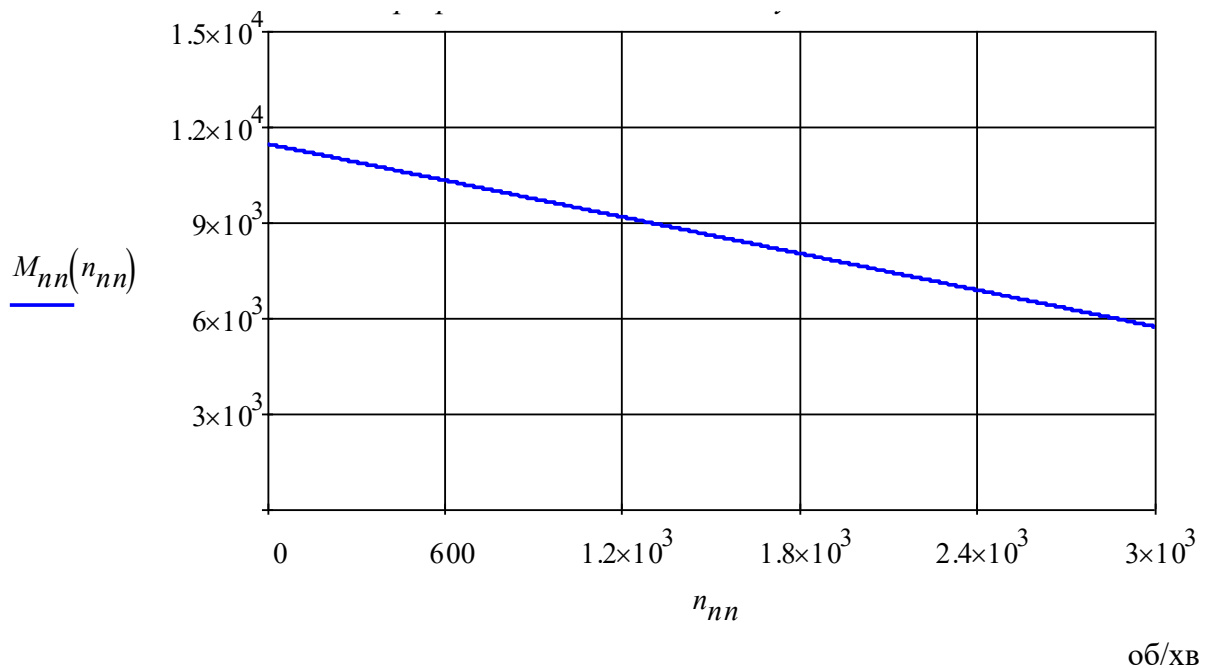


Рис. 2.17 Функція крутного моменту пускового пристрою

Визначення функції моменту опору обертання ротора ГПА.

Головним джерелом опору обертання ротора при запуску є компресор, стискаючий повітря, крутний момент для приводу якого звичайно приймають пропорційно квадрату частоти обертання ротора. Виходячи з цього маємо:

$$M_{on} = 1.1 \cdot C_{on} \cdot n^2,$$

де 1,1 - коефіцієнт який враховує втрати потужності приводу ротора на обертання агрегатів ГПА та на тертя в цих та інших вузлах;

C_{on} - коефіцієнт пропорційності, який залежить від потужності приводу компресора і частоти обертання його ротора на режимі "Холостого

ходу", і визначається по формулі:
$$C_{on} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{L_{к.хх} \cdot G_{к.хх}}{\eta_{к.хх} \cdot n_{хх}} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$$

де, в свою чергу $L_{к.хх}$ - питома робота стиснення компресора на режимі "Холостого ходу"

$G_{к.хх}$ - витрати повітря через компресор на тому ж режимі

$\eta_{к.хх}$ - ККД компресора

$n_{хх}$ - частота обертання.

Наведемо параметри на холостому ходу:

$$L_{к.хх} = L_{к.мах} \cdot n'_{хх} = 331076.16 \text{ Дж/кг}$$

$$\eta_{к.хх} = \eta_{к.мах} \cdot n'_{хх} = 0.626$$

$$G_{к.хх} = G_{к.мах} \cdot n'_{хх} = 53.28 \text{ кг/хв}$$

$$n_{хх} = n_{мах} \cdot n'_{хх} = 5139.36 \text{ об/хв}$$

$$n_{1n} = n_{мах} \cdot n'_1 = 927.94 \text{ об/хв}$$

$$n_{p.n} = n_{мах} \cdot n'_p = 1284.84 \text{ об/хв}$$

$$n_{2n} = n_{мах} \cdot n'_2 = 2997.96 \text{ об/хв}$$

Тепер можна знайти коефіцієнт пропорційності:

$$C_{on} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{L_{к.хх} \cdot G_{к.хх}}{\eta_{к.хх} \cdot n_{хх}^3} = \frac{30}{3.142} \cdot \frac{3.268 \times 10^5 \cdot 49.43}{0.63 \cdot 87.9^3} = 362.5 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

Запишемо функцію залежності моменту опору (рис. 2.18):

$$M_{On}(n_{On}) = 1.1 \cdot C_{On} \cdot n_{On}^2$$

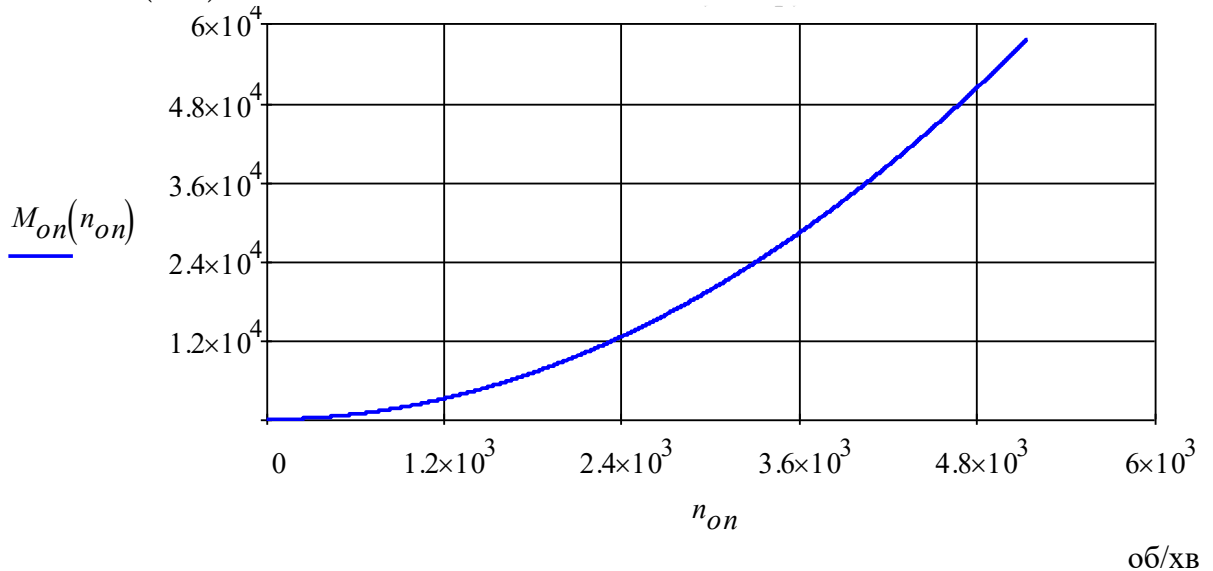


Рис 2.18 Функція залежності моменту опору

Визначення функції крутного моменту силової турбіни.

Найбільш легко та з достатньою точністю дану залежність можна побудувати графічним способом.

Для початку запишемо рівняння прямої яка проходить через дві точки:

$$\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1}$$

Підставимо в рівняння відомі значення, дістанемо:

$$\frac{n_{тур1} - n_{1n}}{n_{р.н} - n_{1n}} = \frac{M_{тур}(n_{тур1}) - 0}{M_{On}(n_{р.н}) - 0}$$

Розв'язавши рівняння одержимо функцію моменту турбіни від точки 1 до точки 2:

$$M_{тур1}(n_{тур1}) = M_{On}(n_{р.н}) \cdot \frac{n_{тур1} - n_{1n}}{n_{р.н} - n_{1n}}$$

Аналогічно для прямої від точки 2 до точки 3:

$$\frac{n_{тур2} - n_{2n}}{n_{хх} - n_{2n}} = \frac{M_{тур2}(n_{тур2}) - M_{тур1}(n_{2n})}{M_{On}(n_{хх}) - M_{тур1}(n_{2n})}$$

Звідки одержимо:

$$M_{\text{тур}2}(n_{\text{тур}2}) = (M_{\text{он}}(n_{\text{xx}}) - M_{\text{тур}1}(n_{2n})) \cdot \frac{n_{\text{тур}2} - n_{2n}}{n_{\text{xx}} - n_{2n}} + M_{\text{тур}1}(n_{2n})$$

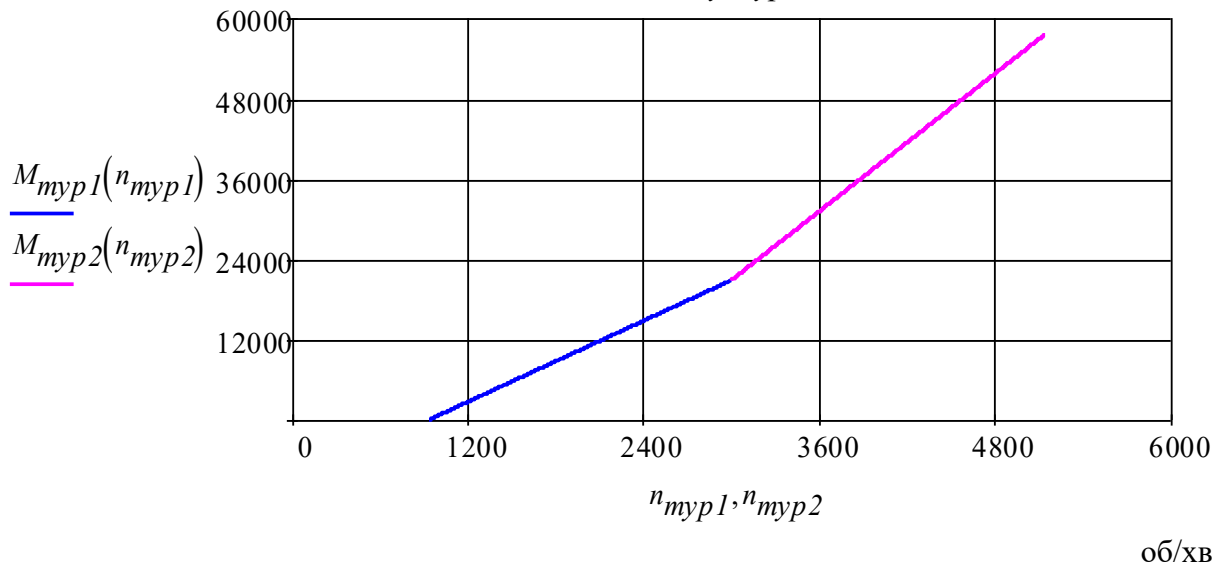


Рис 2.19. Залежність моменту опору турбіни від частоти

Виходячи із обчислених функцій моментів (рис.2.18 і 2.19) в нас є можливість побудувати сумарну діаграму запуску (Рис. 2.20) .

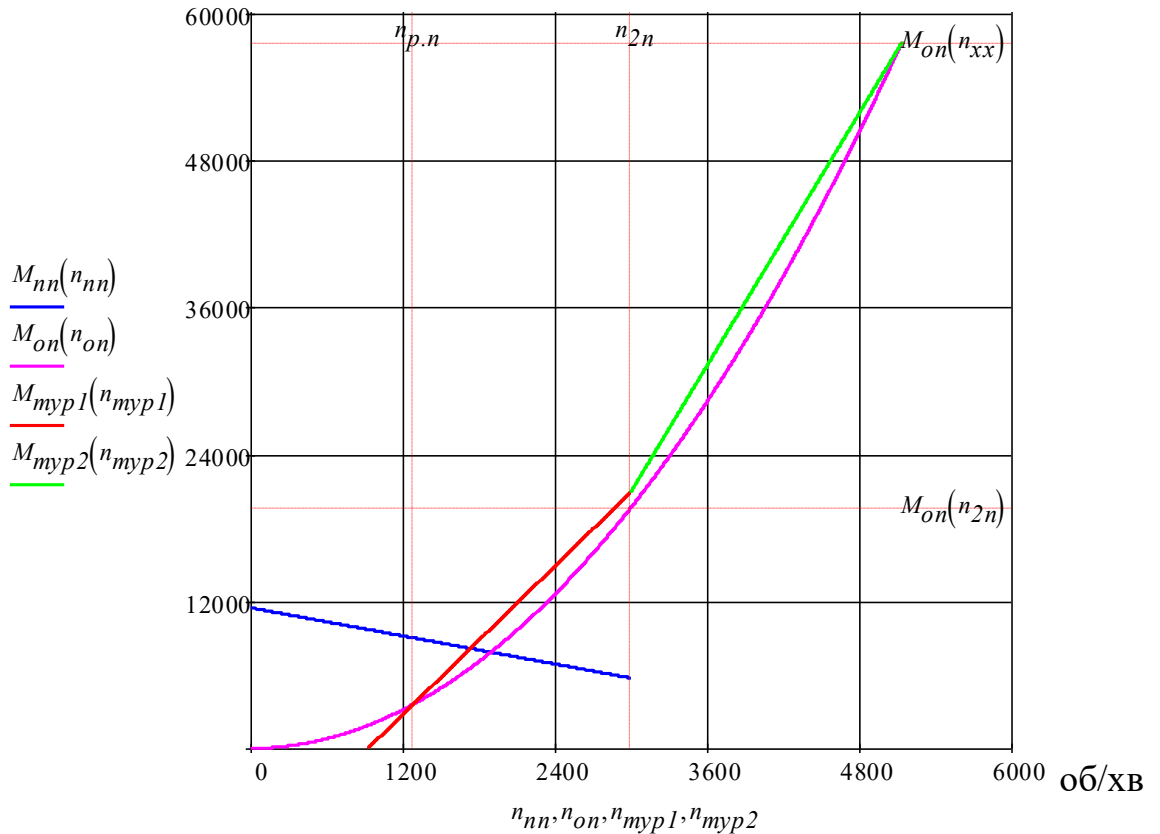


Рис. 2.20 Сумарна діаграма запуску

Розрахунок часу запуску

В процесі запуску на ротор ГТУ діє надлишковий крутящий момент M_j , який йде на подолання моментів сил інерції ротора. Для різних етапів запуску момент M_j визначається по формулах:

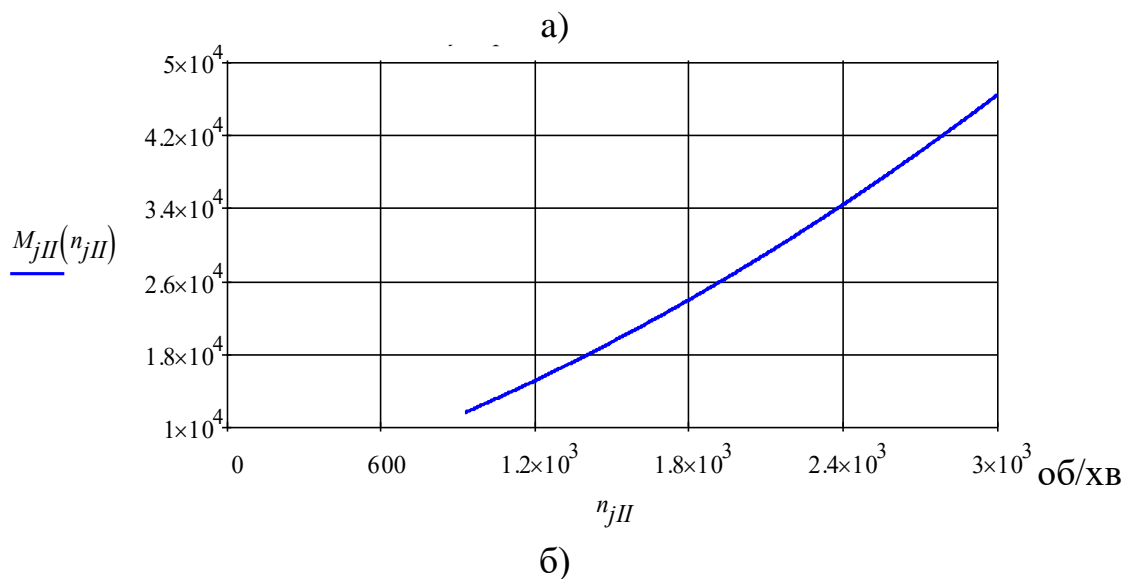
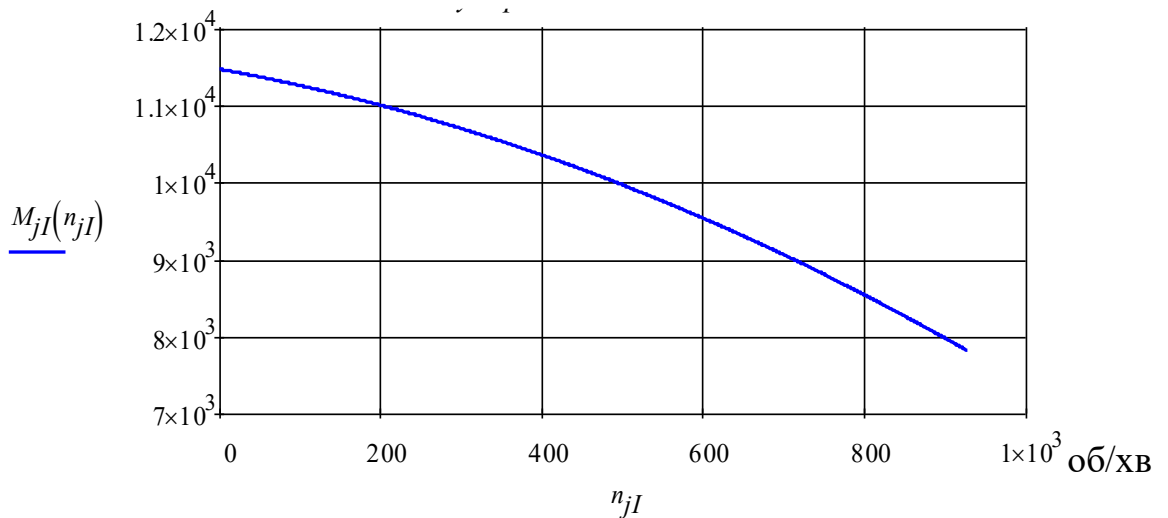
$$\text{I етап: } M_{jI}(n_{jI}) = (M_{nn}(n_{jI}) - M_{on}(n_{jI}))$$

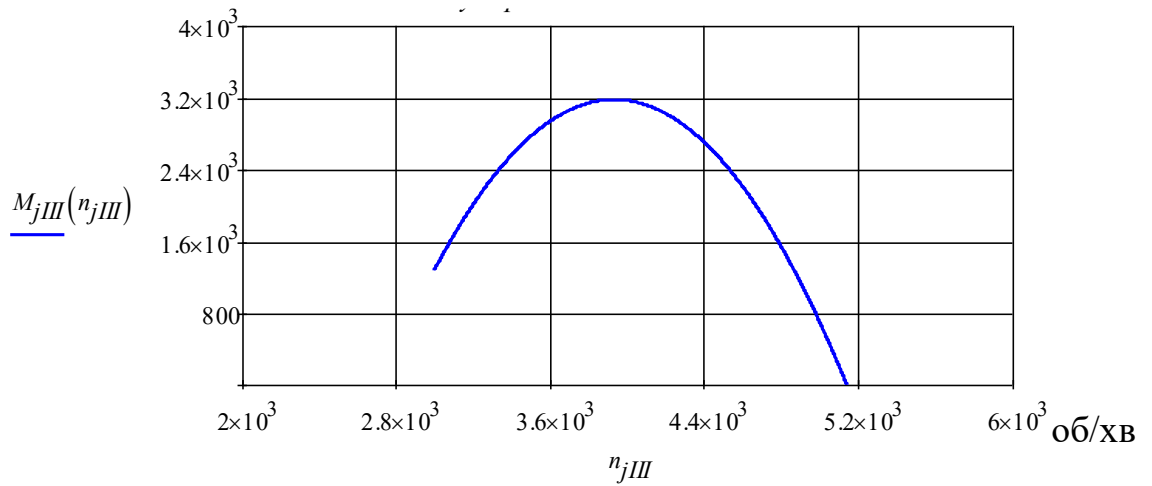
$$\text{II етап: } M_{jII}(n_{jII}) = (M_{nn}(n_{jII}) + M_{тур1}(n_{jII}) + M_{on}(n_{jII}))$$

$$\text{III етап: } M_{jIII}(n_{jIII}) = (M_{тур2}(n_{jIII}) - M_{on}(n_{jIII}))$$

За допомогою наведених формул та побудованої діаграми запуску, необхідно побудувати залежності надлишкового (рушійного) моменту від частоти обертів ротора $M_j(n)$.

Побудуємо графіки залежності $M_j(n)$ по етапно (Рис. 2.21) .





в)

Рис. 2.21. Графіки залежності рушійного моменту поетапно: а) на першому; б) на другому в) на третьому етапі

Тоді графік сумарного (результуючого) моменту буде мати вид (Рис 1.22):

$$M_j(n_j) = \begin{cases} M_{jI}(n_j) & \text{if } 0 \leq n_j \leq n_{1n} \\ M_{jII}(n_j) & \text{if } n_{1n} < n_j \leq n_{2n} \\ M_{jIII}(n_j) & \text{if } n_{2n} < n_j < n_{\text{хх}} \end{cases}$$

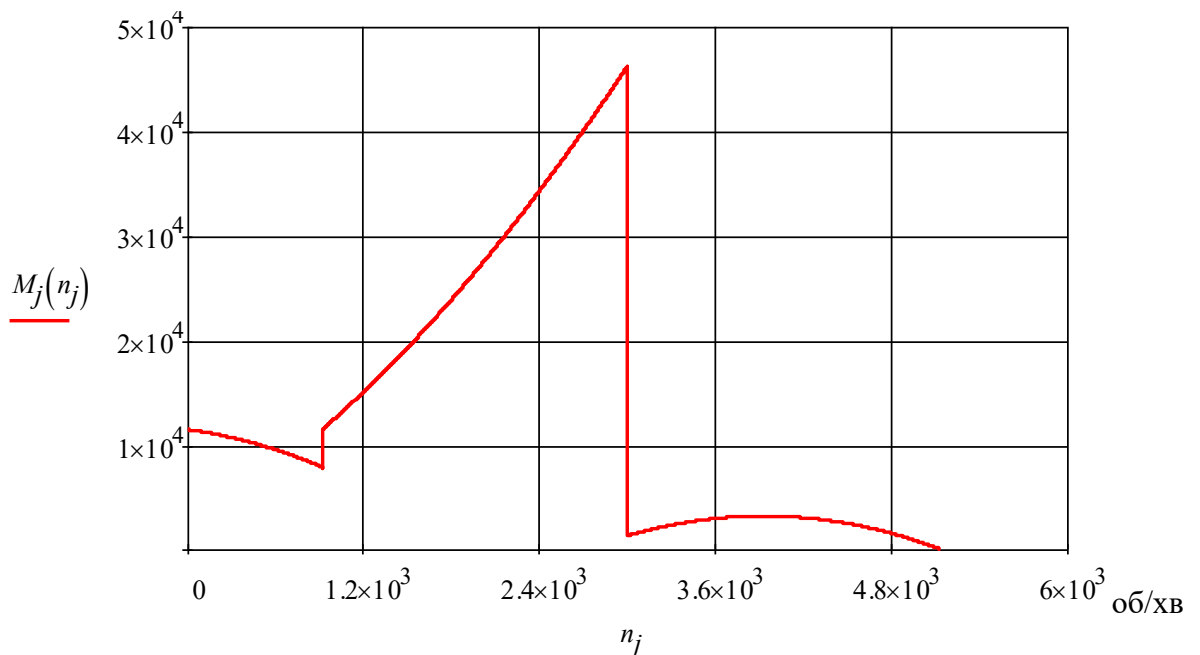


Рис. 2.22. Графік рушійного сумарного (результуючого) моменту

Час запуску ГТУ можна знайти шляхом інтегрування основного рівняння динаміки колового руху ротора:

$$t_{zan} = \frac{\pi}{30} \cdot J_p \cdot \int_0^{n_{xx}} \frac{1}{M_j(n_j)} dn_j$$

де J_p - масовий полярний момент інерції ротора (кг·м²)

Величину J_p , яка входить в дану формулу можна приблизно оцінити

по емпіричній формулі: $J_p = C_k \cdot Z_k \cdot D_k^4 + C_m \cdot Z_m \cdot D_m^4$

де D_k, D_m - середнє значення зовнішніх діаметрів роторів компресора та турбіни (м); Z_k, Z_m - число ступеней компресора та турбіни;

C_k, C_m - емпіричні коефіцієнти. Для компресора $C_k = 2,5 \dots 3,5 \text{ кг/м}^2$, приймаємо $C_k = 2,2$. Для турбіни $C_m = 8 \dots 10 \text{ кг/м}^2$, приймаємо $C_m = 9,3$.

Перша складова у формулі дає оцінку масового полярного моменту інерції ротора компресора, а друга - ротора турбіни.

З термогазодинамічного розрахунку маємо:

$$D_k = 0.665 \text{ м} \quad D_m = 0.74 \text{ м} \quad Z_k = 6 \quad Z_m = 2$$

Тоді масовий полярний момент інерції:

$$J_p = C_k \cdot Z_k \cdot D_k^4 + C_m \cdot Z_m \cdot D_m^4 \quad J_p = 8.159 \quad J_p = 8.159$$

На основі формули визначення часу запуску двигуна доцільно визначити як суму тривалості трьох етапів запуску:

$$t_{zan} = t_I + t_{II} + t_{III}$$

$$t_{zan} = \frac{\pi}{30} \cdot J_p \cdot \left(\int_0^{n_{1n}} \frac{1}{M_{jI}(n_j)} dn_j + \int_{n_{1n}}^{n_{2n}} \frac{1}{M_{jII}(n_j)} dn_j + \int_{n_{2n}}^{n_{xx}} \frac{1}{M_{jIII}(n_j)} dn_j \right)$$

Тоді виходячи з вище сказаного обчислимо:

$$t_I = \frac{\pi}{30} \cdot J_p \cdot \int_0^{n_{1n}} \frac{1}{M_{jI}(n_{jI})} dn_{jI} = 0.8 \text{ хв}$$

$$t_{II} = \frac{\pi}{30} \cdot J_p \cdot \int_{n_{1n}}^{n_{2n}} \frac{1}{M_{jII}(n_{jII})} dn_{jII} = 0.7 \text{ хв}$$

$$t_{III} = \frac{\pi}{30} \cdot J_p \cdot \int_{n_{2n}}^{n_{xx}} \frac{1}{M_{jIII}(n_{jIII})} dn_{jIII} = 17 \text{ хв}$$

Сумарний час запуску буде становити:

$$t_{zan} = t_I + t_{II} + t_{III} = 19 \text{ хв}$$

Знайдемо час відключення стартерів:

$$t_{відк} = \frac{\pi}{30} \cdot J_p \cdot \int_0^{n_{p.n}} \frac{1}{M_j(n_j)} dn_j = 10 \text{ хв}$$

Висновки за розділом 2

- В розділі проведені термогазодинамічні розрахунки, що визначили основні функціональні параметри ГТУ, її геометричні параметри проточної частини та розраховані і побудовані експлуатаційні характеристики (кліматична і дросельна).
- Проведені розрахунки на міцність основних елементів вузла турбіни високого тиску.
- Наведені схеми та виконані розрахунки для трьох систем ГТУ – системи змащування, паливної та пускової систем.

РОЗДІЛ 3.

УДОСКОНАЛЕННЯ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТУ

3.1. Специфічні вимоги до камер згорання сучасних наземних ГТУ

Не глядячи на те, що основні процеси у камерах згорання (КЗ) авіаційних ГТД і ГТУ наземного застосування аналогічні, до останніх висувається ряд специфічних вимог які визначають особливості конструктивних рішень [1, 5, 6, 23, 24]:

- у зв'язку з тим, що наземні ГТУ як правило розташовуються поблизу населених пунктів або безпосередньо у них (особливо це стосується газотурбінних електростанцій) до них висуваються більш жорсткі екологічні обмеження;
- КЗ ГТУ повинні мати значно більші ресурси, міжремонтний – на рівні ~ 25000 годин, загально технічний – 100000 годин;
- можливість роботи на рідкому і газовому паливі різних сортів;
- підвищена зручність технічного обслуговування (ТО) і висока ремонтпридатність.

В той же час такі показники, як маса і габарити, для КЗ наземного використання не мають великого значення, як для транспортних силових установок.

3.2. Конструктивні типи камер згорання наземних ГТУ

В залежності від призначення ГТУ, виду палива для нього, параметрів робочого циклу і теплової схеми використовують різні конструктивні типи КЗ.

З точки зору розташування на наземних ГТУ КЗ можна умовно поділити на дві групи: виносні і вбудовані.

Виносні розташовуються в окремому силовому корпусі з однією жаровою трубою паралельно або під кутом до повздовжньої осі ГТУ.

На рис. 3.1 представлено удосконалену виносну КЗ для ГТУ наземного використання фірми General Electric. Тут кожна жарова труба 1 має зовнішній силовий корпус 2, якій легко від'єднується від загального корпусу КЗ. Завдяки

цьому можна зняти та оглянути будь яку жарову трубу, а також і сопловий апарат першого ступеню турбіни. Жарова труба телескопічне з'єднана з газозбірником 3, якій закріплено за допомогою опори 4. Жарова труба має фронтний пристрій 5 з паливною форсункою 6 і свічку запалення 7. Для забезпечення рівномірної подачі повітря в жарову трубу і покращення умов охолодження її стінок передбачено дефлектор 8. Частина повітря після компресору 9 подається у жарову трубу через систему охолодження 10.

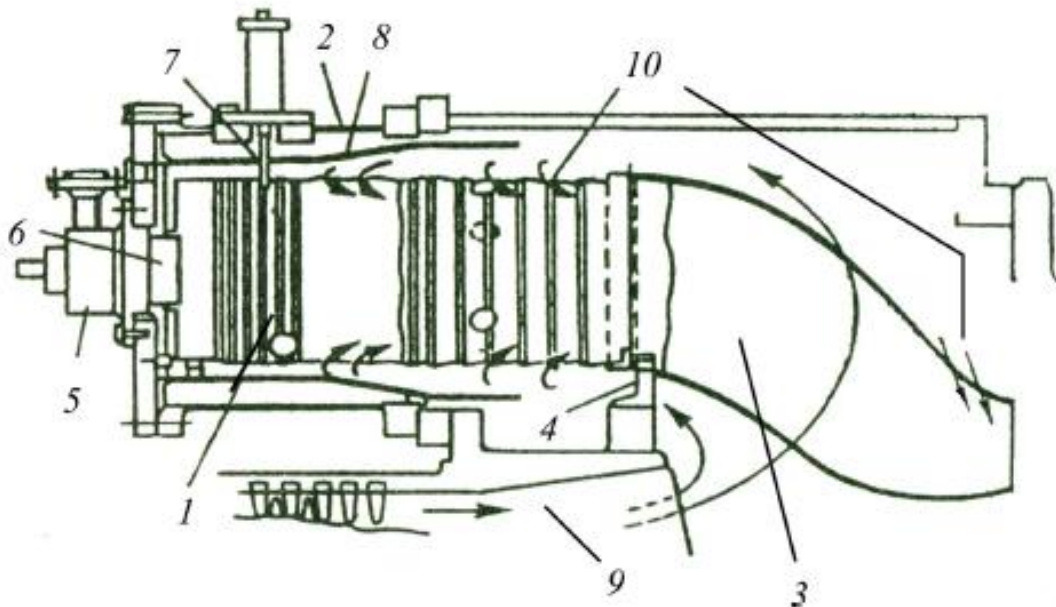


Рис.3.1. Виносна камера згоряння фірми General Electric: 1 – жарова труба; 2 – зовнішній корпус (окремий для кожної жарової труби); 3 – газозбірник; 4 – опора; 5 – фронтний пристрій; 6 – форсунка; 7 – свічка запалення; 8 – дефлектор; 9 – повітря із-за компресору; 10 – охолоджуюче повітря.

Виносні КЗ з окремими жаровими трубами зручно обслуговувати і ремонтувати, вони простіші у доведенні, розроблення для них різних пристроїв для зменшення канцерогенних викидів є більш дешевим. Крім того наявність довгих газозбірників між жаровими трубами і турбіною забезпечує добрі умови для змішування продуктів згоряння.

До недоліків виносних КЗ відносять великі розміри з розвиненою поверхнею охолодження і більш складні умови для компенсації теплового розширення газозбірників.

Вбудовані КЗ дозволяють зменшити габарити і масу ГТУ, зменшити кількість модулів. Вони мають один загальний корпус і поділяються на трубчасті, трубчасте-кільцеві та кільцеві. Приклад розташування КЗ на ГТУ-

прототипі ДН-80 фірми «Зоря-Машпроект» наведено на рис 3.2.

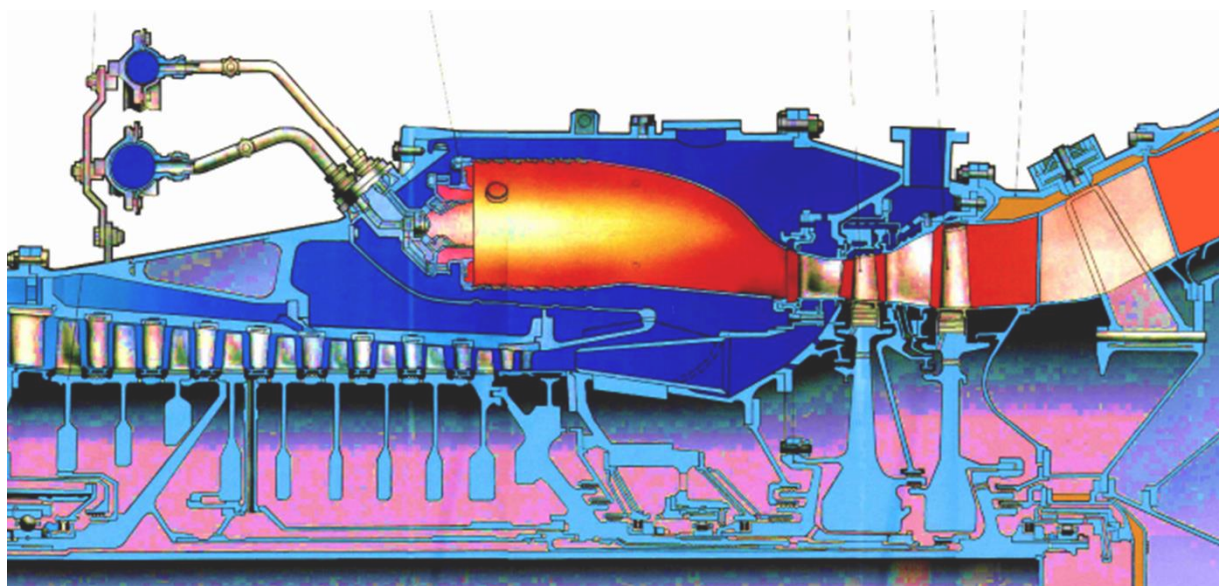


Рис.3.2 Вбудована протivotочна камера згорання трубчасто-кільцевого типу ГТУ ДН-80

Найбільше розповсюдження мають трубчасте-кільцеві і кільцеві КЗ. Це пояснюється тим, що в останній час значно розширилась номенклатура ГТУ наземного використання, побудованих з конвертованих авіаційних ГТД зі збереженням конструктивної схеми.

3.3.Вирішення проблем покращення характеристик сучасних камер згорання ГТУ

Проблема великого ресурсу жарових труб ГТУ, коли маємо дефіцит повітря на охолодження то ця проблема вирішується використанням високоефективних захисних покриттів. Так фірма Rolls-Royce використовує систему охолодження типу «транс-плай» з товстим ($\delta_k = 500...600$ мк) теплоізоляційним покриттям стінок жарової труби. У порівнянні з вихідним рівнем витрата повітря на охолодження зменшилась май же у два рази. Фірми General Electric і Pratt & Whitney впровадили технологію конвекційного охолодження з «товстим» теплозахисним покриттям стінок жарової труби, що дало змогу виключити витрату повітря на плівкове охолодження і використовувати його у процесі низького температурного згорання.

Найбільш радикальним способом зменшення витрати повітря на

охолодження є використання кераміки. Фірма Siemens на власних великих циліндричних КЗ використовує керамічні плитки, які не пов'язані жорстко з основною конструкцією, а у газозбірнику застосовує металеві плитки, які покриті керамікою (рис. 3.3).

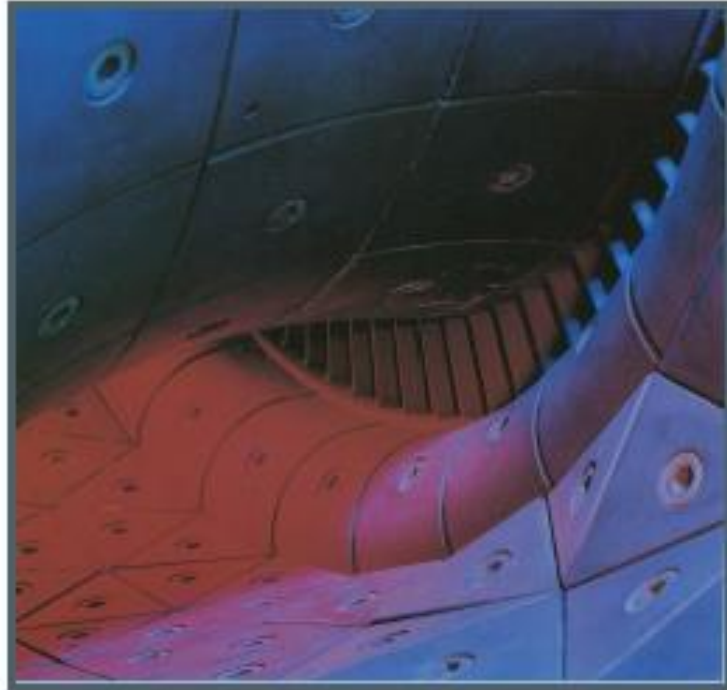


Рис. 3.3. Жарова труба фірми Siemens з керамічним покриттям

Як результат – міжремонтний ресурс досягнув рівня 100000 год. Не глядячи на такі досягнення дане впровадження обмежується такими властивостями як:

- низька міцність на згин і розтягнення;
- розтріскування за великих і часто повторних теплових «ударних» градієнтах температур;
- складність неруйнівного контролю деталей.

Для підвищення технологічності експлуатаційного обслуговування у ГТУ наземного використання звичайно передбачають можливість заміни жарових труб у двигуні. Для цього зовнішній корпус КЗ виконують з горизонтальним рознімним з'єднанням двох його половин або зі спеціальними технологічними люками.

Одним з головних завдань будови КЗ ГТУ є забезпечення норм на емісію шкідливих викидів, особливо азоту NO_x . NO_x починає створюватися за

температурою робочого тіла у зоні горіння вище ~ 1800 К і їх рівень експоненційно зростає з температурою [24]. Тому зменшення NO_x пов'язане зі зменшенням температури газів, або зменшення зон з великою температурою. Практично це реалізується наступними способами [24]:

- впорскування у КЗ води або пари;
- використання генераторів синтез-газу (каталітичне горіння);
- палення збіднілих попередньо змішаних паливо-повітряних сумішей (схема палення RQQL-Lean Premixed Pre vaporized);
- палення за схемою «багате горіння – швидке розбавлення – бідне горіння» (схема палення RQQL-Rich/Quick Quech/Lean).

У випадку використання води або пари для зменшення викидів NO_x КЗ повинна мати запас для того, щоб впорскування вологи не привело б до неприпустимого зростання викидів CO , CH або зриву полум'я. Для отримання викидів NO_x на рівні 50 мг/нм^3 витрата пари повинна бути не менш $100 \dots 150 \%$ від витрати палива.

Використовуючи впорскування води, у відповідності з тепловим балансом, її необхідно у $1,62$ рази більше чим пари для досягнення однакового ефекту зі зменшення NO_x . Оскільки впорскування води або пари зменшує утворення NO_x за термічною дією, дуже важливо для зменшення витрати води подавати її у область максимальних температур разом з паливом. Вочевидь, що кращий спосіб досягнути бажаного – це підготувати і палити водно-паливну емульсію.

До недоліків способу впорскування води або пари відносять:

- зниження ресурсу із-за пульсацій тиску у КЗ, що виникають, і високій градієнт термічних навантажень, особливо коли впорскують воду;
- ускладнення конструкції ГТУ (інколи потрібне змінення першого соплового апарату турбіни для підвищення його пропускну здатності);
- значні експлуатаційні витрати, пов'язані з якісною підготовкою води (жорсткість не більше $0,005 \text{ мг/л}$).

Не зважаючи на вказані недоліки, спосіб подачі води або пари у КЗ широко використовується у ГТУ багатьох фірм.

Перспективним напрямком у вирішенні проблеми зменшення викидів шкідливих речовин є розроблення каталітичних камер згоряння. У даних КЗ для підвищення швидкості горіння і зниження температури газу використовують каталізatori. Їх використання дозволяє отримати у натурних умовах (експлуатаційних) викиди NO_x менше 12 мг/нм^3 , CO і CH – менше 7 мг/нм^3 .

Схему каталітичної камери згоряння наведено на рис.3.4 [1, 24].

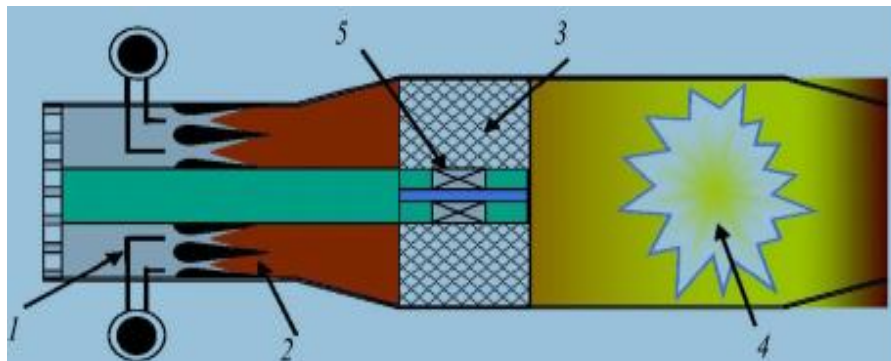


Рис. 3.4. Схема каталітичної камери згоряння: 1 – паливна форсунка; 2 – зона попереднього змішування; 3 – каталізатор; 4 – зона горіння за каталізатором; 5 – впорскування палива за межами каталізатора

Одна частина палива потрапляє через форсунки 1 і попередньо змішується з повітрям у зоні 2. Підготовлена однорідна паливо-повітряна суміш з заданим співвідношенням палива до повітря проходить через каталізатор 3. Проходячи через каталізатор, паливо-повітряна суміш конвертується у синтез-газ, якій має підвищену температуру і містить такі горючі компоненти, як H_2 і CO . Синтез-газ догорає у зоні горіння 4 за каталізатором разом з іншою частиною палива 5, що подається в цю зону, мінуючи каталізатор.

Область використання каталітичних КЗ у цей час обмежена із-за складності побудови каталізаторів з великою потужністю тепло відділення і працюючих за високих термічних навантажень.

Особенности реализации “богато-бедной” схемы организации горения

Особенности реализации “богато-бедной” схемы организации горения рассмотрим на примере серийного двигателя ДН-80 [19, 20].

Газотурбинный двигатель ДН-80 предназначен для привода нагнетателя

газоперекачивающего агрегата, номинальная мощность двигателя $N_e=25$ МВт, КПД = 34,8 %, частота вращения выходного вала 3700 об/мин.

Первый серийный двигатель ДН-80Л, изготовленный в 1998 году, имел традиционную камеру сгорания (система диффузионного горения), уровень выбросов оксидов азота NO_x на номинальном режиме находился в пределах 350–400 мг/м³, оксида углерода CO около 10 мг/м³ при 15 % O_2 . Основные номинальные режимные параметры двигателя: $T_{O_2} = 462$ °С, $T_{O_3} = 1245$ °С, $P_{O_2} = 21,1$ кгс/см², $G_b = 86,4$ кг/с, $\alpha_{кс} = 2,7$ [20].

С марта 2001 г. внедрена в серийное производство низкоэмиссионная камера сгорания, которая обеспечивает на номинальном режиме работы двигателя $NO_x \leq 50$ мг/м³, $CO \leq 30$ мг/м³ при 15 % O_2 (рис.3.5) [1, 20].

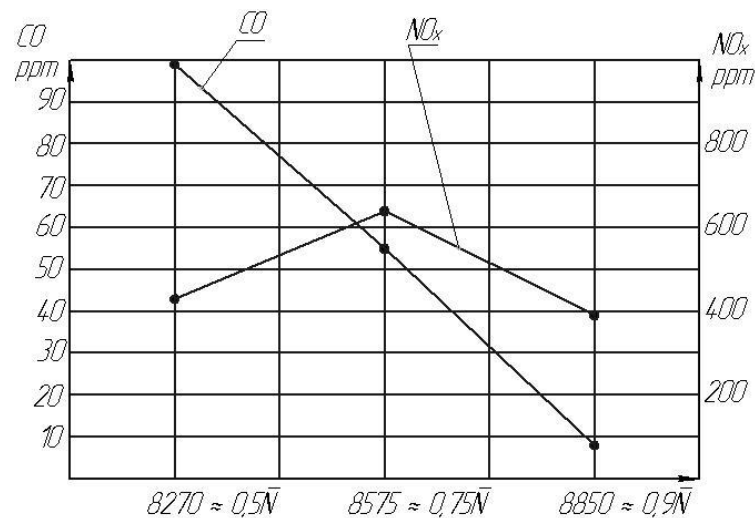


Рис.3.5. Залежність емісії шкідливих речовин двигуна ДН-80 від режиму роботи (за частотою обертання КВТ)

Пропонуєма камера сгорания є аналогічною ГТУ ДН-80Л трубчасто-кільцева, протиточная, складається з 16 жарових труб, з'єдинаних між собою вогне-перекидаючими патрубками. Система охолодження жарової труби – плівкова.

Для проектуємої ГТУ обираємо розроблену малотоксична систему спалювання газового палива, в основу якої покладено спосіб спалювання попередньо підготовленої бідної паливо-повітряної суміші, як у ГТУ ДГ-90 (рис.3.6).

Основним елементом малотоксичної системи є горелочний пристрій, якій

складається з двох радіальних завихрювачів першого і другого каналів, за якими розташовані кільцеві камери змішування. Доля повітря, яке поступає через завихрювач першого каналу, складає 12 % сумарної витрати через жарову трубу; через завихрювач другого каналу поступає 61 %. Паливний газ розділяється через отвори діаметром 0,6 мм, що виконані в лопатках радіальних завихрювачів першого і другого каналів.

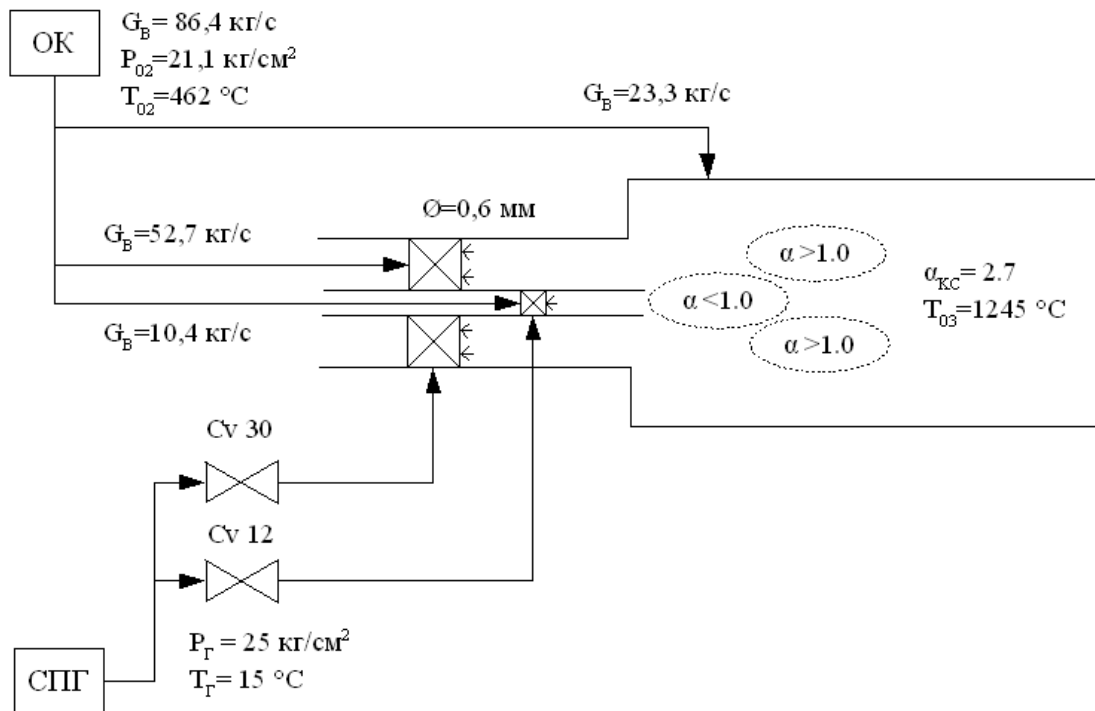


Рис.3.6. “Богато-бедная” схема організації горіння в КС двигателя (ОК – осевой компрессор, СПГ – система подготовки газа)

Запуск ГТУ і вихід на режим $0,1 \cdot N_e$ виконується подачею палива тільки у завихрювач першого каналу, в якому паливо змішується з повітрям.

Потік через завихрювач входить в кільцеву попередню камеру, де змішування завершається раніше, чим потік увійде у центральну предкамеру. У предкамері горіння стабілізується рециркуляційною зоною.

На режимі запуску ГТУ і до режиму $0,1 \cdot N_e$ в завихрювачі першого каналу готується багата гомогенна паливо-повітряна суміш, яка дозволяє на цих режимах підтримувати стійке горіння в основній зоні за коефіцієнтом надлишку повітря в зоні горіння $\alpha_{kc} = 2,5-3,5$.

З режиму $0,1 \cdot N_e$ виконується подача палива в завихрювач другого каналу, в якому починається, а в кільцевій камері змішування закінчується

підготовка бідної гомогенної паливо-повітряної суміші. Горіння бідної паливо-повітряної суміші, приготовленої в завихрювачі другого каналу, стабілізується горінням багатой суміші завихрювача першого каналу.

На режимі $0,7-1,0 \cdot N_e$ паливо розділяється по каналах в співвідношенні, яке забезпечує потрібні екологічні характеристики. На рис.3.7 показано рівень величин пульсацій тиску в КЗ двигуна ДН-80 на різних режимах його роботи [19-21].

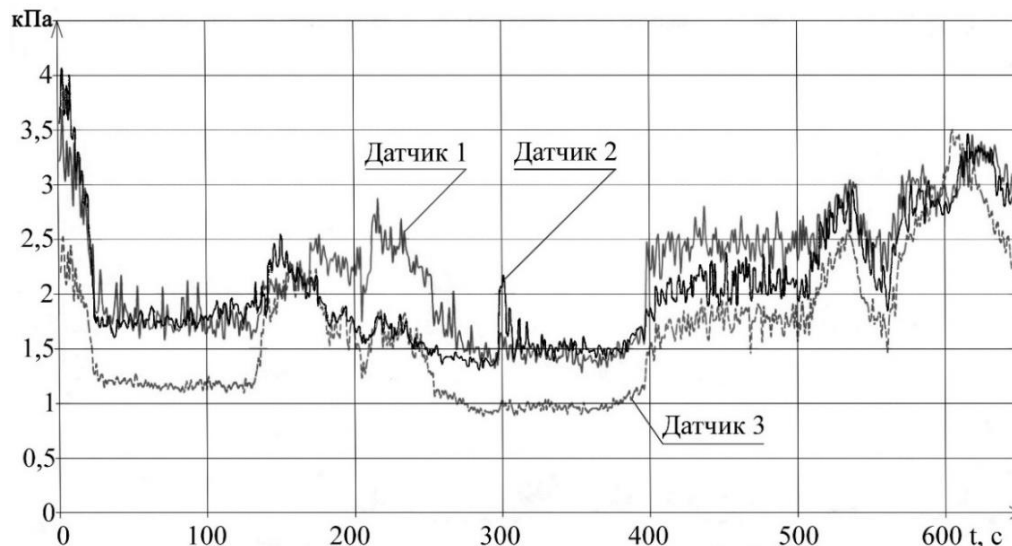


Рис.3.7. Рівні величин пульсацій тиску в КЗ ГТУ ДН-80 на різних режимах роботи: (датчик 1 - жарова труба №1; датчик №2 - жарова труба №5; датчик №3 - жарова труба №11)

Паливна система двигуна двоканальна. Розподілення палива по каналах виконується відповідно алгоритму в залежності від температури повітря на вході у двигун та його навантаженню.

Висновок за розділом 3

Для удосконалення камери згоряння проектуємої ГТУ:

- розглянути специфічні вимоги до камер згоряння наземних ГТУ;
- розглянути конструктивні типи камер згоряння аналогів проектуємої ГТУ (ДН-80, ДН – 80 Л, ДГ-90) ;
- розглянуто малотоксичнау систему спалювання газового палива ;
- обрано камеру згоряння ДН – 80Л з малотоксичною системою спалювання газового палива.

ВИСНОВКИ

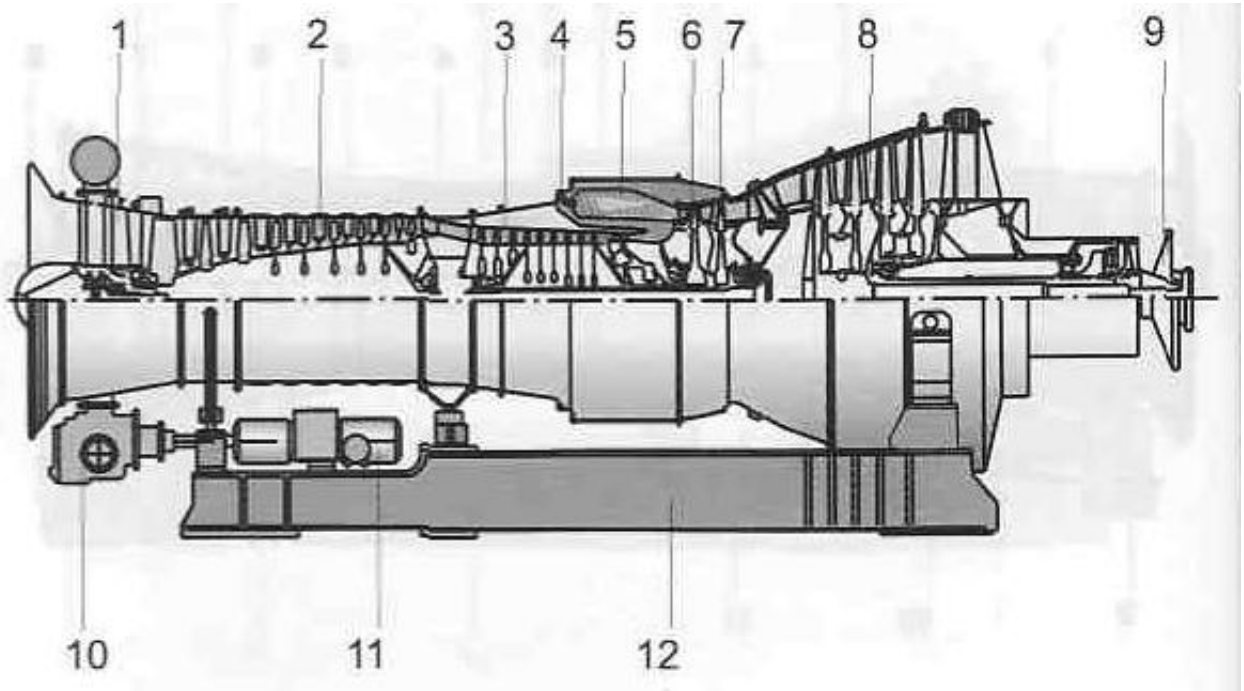
- **В першому розділі** «Аналітична частина» розглянути проблеми газотранспортної системи України, які пов'язані з досконалістю основного технологічного обладнання та його екологічними показниками. Виконано аналіз основних технічних даних двигуна-прототипу і проведено обґрунтування обраних параметрів робочого процесу для проектуємої ГТУ.
- **В другому розділі** проведені термогазодинамічні розрахунки, що визначили основні функціональні параметри ГТУ, її геометричні параметри проточної частини та розраховані і побудовані експлуатаційні характеристики (кліматична і дросельна).
- Проведені розрахунки на міцність основних елементів вузла турбіни високого тиску.
- Наведені схеми та виконані розрахунки для трьох систем ГТУ – системи змащування, паливної та пускової систем.
- **В третьому розділі** «Удосконалення камери згоряння», якій присвячено, відповідно удосконаленню камери згоряння ГТУ, розглянути:
 - специфічні вимоги до камер згоряння наземних ГТУ;
 - конструктивні типи камер згоряння аналогів проектуємої ГТУ (ДН-80, ДН – 80 Л, ДГ-90) ;
 - малотоксична система спалювання газового палива; на основі чого для проектуємої ГТУ обрано камеру згоряння двигуна ДН – 80Л з малотоксичною системою спалювання газового палива.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

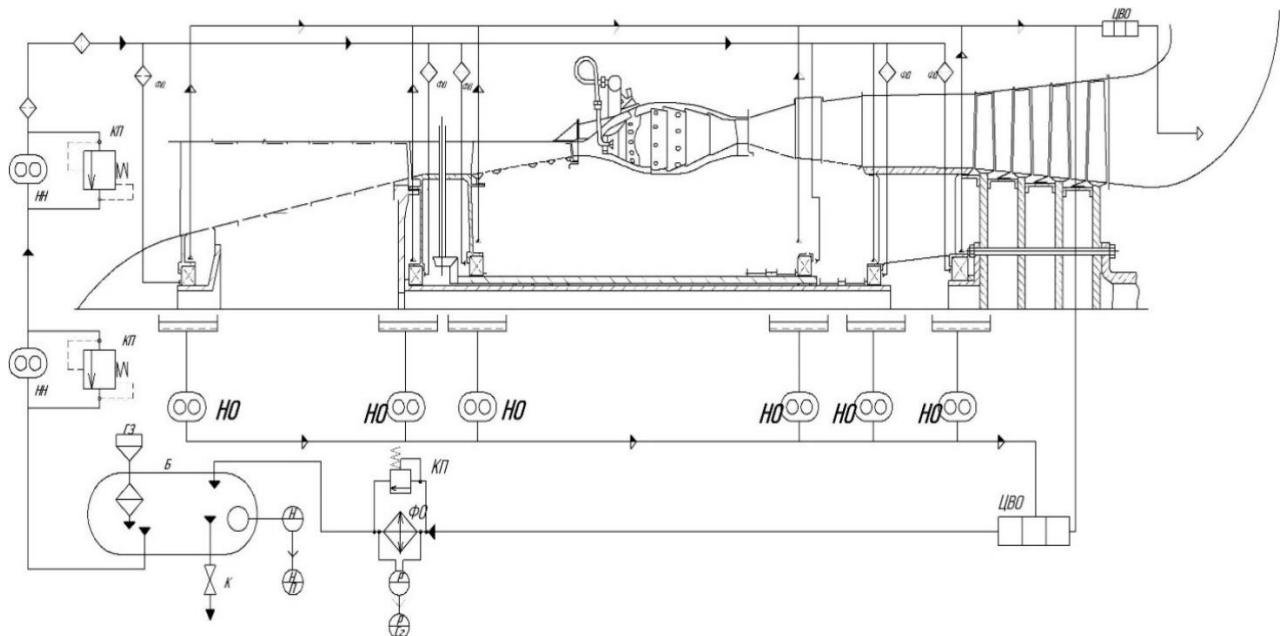
1. Офіційний сайт ДК «УкрТрансГаз» <http://utg.ua/utg/gts/trunk-pipelines.html>.
2. Энергетическое газотурбостроение: современное состояние и тенденции развития / Патон Б.Е., Халатов А.А., Костенко Д.А., Письменный А.С., Билека Б.Д. / Институт технической теплофизики НАН Украины.- Киев, -2008.- 74с.
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. Кулик М.С. Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів: підручник/М.С. Кулик, О.А. Тамаргазін, В.В. Козлов. – К.: Вид-во Нац. Авіа. ун-ту «НАУ-друк». 2009. – 480 с.
6. Гай Л.Д., Шпакович М.І., Моца В.Г., та інші. Термодинамічний та газодинамічний розрахунки компресорів та ГТУ: Методичні вказівки до дипломного проектування Київ: НАУ, 2002 - 79 с.
7. Васильев А.Н. Mathematica. Практический курс с примерами решения прикладных задач. – К.: ВЕК+, СПб: КОРОНА- ВЕК. – 448 с.
8. Теорія теплових двигунів. Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів: навч. посіб./ [Терещенко Ю.М., Кулик М.С., Волянская Л.Г. та ін.]; за ред. Ю.М. Терещенка. – К.: Вид-во Нац. Авіац. Уні-ту «НАУ-друк», 2009. – 328 с.
9. Комисаров Г.А., Микиртичан В.М., Хайт М.В. Методика газодинамического расчета осевого компрессора. Технический отчет ЦИАМ. – М.: ЦИАМ,1962. – 132 с.
10. Секистов В.А. Конструкция авиационных двигателей. – К.: КВИАВУ ВВС, 19 70. – 633 с.

11. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели, Конструкция и расчет деталей. 4-у изд. – М.: Машиностроение, 1974, – 520 с.
12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2. – 5-изд. – М.: Машиностроение, 1980.
13. Седых З.С. Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом.: Справочное пособие. - М.: Недра, 1990. - 208 с.
14. Конструкция и прочность авиационных двигателей: Методические указания по выполнению РГР «Расчет на прочность рабочей лопатки турбины ГТД» и домашнего задания «Расчет на прочность вала турбины». - К.: УТУГА, 1994.-36 с.
15. Конструкция и прочность авиационных двигателей: Методические указания по курсовому проектированию.- К.: КИИГА, 1988. -52 с.
16. Конструкция и прочность авиационных двигателей: Методические указания по выполнению домашнего задания «Расчет масляной, топливной и пусковой систем ГТД». / Сост.: А.Н.Ветров, А.А.Иваненко, Н.А. Ковешников и др. - К.: КИИГА, 1988.-20 с.
17. Ганин Н.Б. Проектирование и прочностной расчет в системе КОМПАС- 3D V13.- М.: ДМК Пресс, 2011. – 320 с.
18. Потемкин В.Г. Matlab 6: среда проектирования инженерных приложений. – М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2003. - 448 с.
19. Руководство по эксплуатации двигателя ДН-80.
20. Руководство по эксплуатации двигателя ДН-80Л.
21. Руководство по эксплуатации двигателя ДГ-90.
22. Презентація газотурбінного приводу ЗМКБ «Івченко-Прогрес» АІ-312.
23. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. Т. 1-5. – М.: Машиностроение, 2008.
24. Конструкция и проектирование газотурбинных двигателей наземного применения: конспект лекций / М.А. Нихамкин. – Пермь: Из-во Перм.нац.исслед.политехн. ун-та, 2011. – 93 с.

Додаток А. Конструктивна схема ГТУ і її мастильна система



Конструктивна схема ГТУ: 1 – вхідний напрямний апарат; 2 – компресор низького тиску; 3 – компресор високого тиску; 4 – форсунка; 5 – камера згоряння; 6 – турбіна високого тиску; 7 – турбіна низького тиску; 8 – силова турбіна; 9 – фланець відбору потужності; 10 – коробка приводів; 11 – електричні стартери; 12 – рама



Мастильна система ГТУ

Додаток Б. Вузол турбіни компресора

