

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів  
Кафедра теорії авіаційних двигунів

## Пояснювальна записка

до дипломного проекту магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Порівняльний аналіз параметрів газотурбінних приводів з вільною турбіною та блокованою силовими турбінами на неразрахункових режимах роботи»

XAI.201.261м.142. 1602017.200

Виконав: студент 6 курсу, групи 261м  
спеціальності

142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Іванов М. А.

(прізвище та ініціали)

Керівник Кіслов О.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Росинська А.В.

(прізвище та ініціали)

м. Харків – 2020 рік

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра теорії авіаційних двигунів

Освітньо–кваліфікаційний рівень: магістр

Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри д-р техн. наук, проф.**

Бойко Л.Г.

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2020 року

**ЗАВДАННЯ**

**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ МАГІСТРА СТУДЕНТУ**

Іванова Максима Андрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Порівняльний аналіз параметрів газотурбінних приводів з вільною турбіною та блокованою силовими турбінами на неразрахункових режимах роботи.

Керівник роботи: Кіслов Олег Володимирович, професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від \_\_\_\_\_ 2020

року

№ \_\_\_\_\_ –уч.

2. Строк подання студентом роботи \_\_\_\_.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: геометричні та газодинамічні параметри двигуна –

прототипа, програмні пакети для проектувальних розрахунків.

4. Зміст розрахунково–пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): вибір параметрів циклу та термогазодинамічний розрахунок ГТД, формування «образу» проточної частини двигуна; газодинамічні розрахунки компресора й турбіни; проектувальний розрахунок камери згоряння; дослідження експлуатаційних характеристик двигуна;.

## 5. Консультанти розділів роботи

| Розділ                              | Прізвище, ініціали<br>та посада<br>консультанта | Підпис, дата      |                     |
|-------------------------------------|---|-------------------|---------------------|
|                                     |   | завдання<br>видав | завдання<br>прийняв |
| Розрахунково–<br>теоретична частина | Кіслов.О.В.,<br>професор<br>кафедри 201         |                   |                     |
| Конструкторська<br>частина          | Кіслов.О.В.,<br>професор<br>кафедри 201         |                   |                     |
| Економічна частина                  | Кіслов.О.В.,<br>професор<br>кафедри 201         |                   |                     |

Нормоконтроль \_\_\_\_\_ «\_\_\_\_» грудня 2020р.  
(підпис) (ініціали та прізвище)

7.Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 2020 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту  | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|--|-------------------------------|----------|
| 1     | Аналіз завдання на виконання роботи, формулювання цілей і задач роботи | 1-й тиждень                   |          |
| 2     | Аналіз стану питання, постановка задачі дослідження                    | 2-й тиждень                   |          |
| 3     | Вибір параметрів та термогазодинамічний розрахунок двигуна             | 3-й тиждень                   |          |
| 4     | Формування обліку проточної частини двигуна                            | 4-й тиждень                   |          |
| 5     | Газодинамічний розрахунок основних вузлів двигуна                      | 5-й тиждень                   |          |
| 6     | Розрахунок експлуатаційних характеристик двигуна                       | 6-й тиждень                   |          |
| 7     |  | 7-й тиждень                   |          |
| 8     |  | 8-й тиждень                   |          |
| 9     | Аналіз екологічних проблем   | 9-й тиждень                   |          |
| 10    | Розрахунок економічності двигуна                                       | 10-й тиждень                  |          |
| 11    | Остаточне оформлення пояснювальної записки                             | 11-й тиждень                  |          |

**Студент**

Іванов М. А.

( підпис )

( прізвище та ініціали )

**Керівник роботи**

Кіслов О.В.

( підпис )

( прізвище та ініціали )

## РЕФЕРАТ

Звіт з дипломного проекту магістра містить 82 стор., 37 рис., 16 табл., 21 посилань.

Об'єкт дослідження – Порівняльний аналіз параметрів газотурбінних приводів з вільною турбіною та блокованою силовою турбіною на незрахункових режимах роботи.

Ціль проекту – проектування газотурбінного приводу енергоустановки, дослідження характеристик на незрахункових режимах роботи.

Методи дослідження – розрахунково–теоретичні, комп'ютерне проектування основних вузлів двигуна.

Випускний проект складається з трьох основних розділів, в яких розглянуто наступні питання:

- проектування газотурбінного приводу для енергоустановки;
- короткий опис конструкції;
- постановка проблеми дослідження;
- аналіз екологічних проблем;
- розрахунок економічності двигуна.

Ключові слова: газотурбінний привод, компресор, турбіна, решітка профілей, робоче колесо, розрахункове дослідження, енергоустановка, екологічні проблеми, оцінка економічної ефективності.

## ЗМІСТ

|  |    |
|--|----|
| ВСТУП.....   | 8  |
| 1 РОЗРАХУНКОВО–ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....   | 10 |
| 1.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД.....                                  | 10 |
| 1.2 Вибір і обґрунтування параметрів розрахункового режиму.....  | 10 |
| 1.2.1 Температура газів перед турбіною.....  | 11 |
| 1.2.2 Степінь підвищення повного тиску в компресорі.....   | 12 |
| 1.2.3 ККД компресора і турбіни.....  | 13 |
| 1.2.4 Втрати в елементах проточної частини.....  | 14 |
| 1.2.5 Вибір швидкості витікання газу з вихідного пристрою та інших параметрів.....                         | 15 |
| 1.2.6 Термогазодинамічний розрахунок двигуна.....  | 16 |
| 1.3 Формування «образу» проточної частини ГТД.....   | 20 |
| 1.3.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку.....   | 20 |
| 1.3.2 Результати розрахунку і формування «образу» двигуна з блокованою турбіною.....                       | 23 |
| 1.3.3 Результати розрахунку і формування «образу» двигуна з блокованою турбіною.....                       | 26 |
| 1.4 Газодинамічний розрахунок компресора.....  | 28 |
| 1.4.1 Газодинамічний розрахунок відцентрового компресора.....  | 37 |
| 1.5 Газодинамічний розрахунок турбіни.....   | 40 |
| 1.6 Висновки по розділу.....   | 49 |
| 2 НАУКОВО–ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....  | 77 |
| 2.1 Дослідження дросельної характеристики одновального ГТУ з блокованою турбіною і з вільною турбіною..... | 51 |
| 2.2 Дослідження кліматичної характеристики одновального ГТУ з блокованою турбіною.....                     | 67 |
| 3 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....   | 78 |
| ВИСНОВКИ.....  | 79 |
| ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....  | 81 |

## ВСТУП

Газотурбінний двигун – це енергетична машина, в якій робоче тіло (газоповітряна суміш) здійснює певний термодинамічний цикл і за рахунок цього відбувається перетворення теплоти в роботу. Для потреб енергетики і промисловості дуже часто застосовуються ГТУ, які зазвичай створюються на базі ГТД.

Електроенергетика є найважливішою структурною складовою економіки держави, одним з ключових факторів забезпечення її успішного функціонування. З огляду на постійне зростання цін на енергоносії, а також необхідність скорочення шкідливих викидів постійно зростають економічні та екологічні вимоги до енергетичного устаткування, зокрема, до випуску високоекономічних екологічно «чистих» газових турбін для газотурбінних і комбінованих газопарових установок.

Застосування ГТУ в енергетиці створює можливості значного поліпшення техніко–економічних і екологічних показників при виробленні електроенергії, в першу чергу при їх використанні для покриття пікових навантажень і як складовий елемент комбінованих парогазових енергетичних установок, а також для газової промисловості в якості приводних двигунів. З цих причин газотурбінні і газопарові енергетичні установки набувають все більшого поширення. Щорічно з'являються нові більш економічні моделі ГТУ або виробляються модифікація раніше випущених двигунів з підвищенням параметрів і показників.

ГТД мають широку систему класифікації, одна з них - з вигляду схеми двигуна: одновальні, одновальні з вільною турбіною, ГТД з двохвальним газогенератором і вільною турбіною. Кожен з перерахованих варіантів має свої особливості, переваги і недоліки.

Особливістю ГТД з двохвальним газогенератором і вільною турбіною є високий запас газодинамічної стійкості і можливість підтримки постійної частоти обертання вивідного валу в умовах змінного навантаження. Така конструкція двигуна застосовується в вертолітних ГТД, приводах електрогенераторів, газоперекачувальних агрегатах, двигунах наземного транспорту.

Основною тенденцією розвитку ГТУ і ГПУ є використання принципу блочно – агрегатного або блочного проектування, що дозволило найбільш повно реалізувати



такі переваги ГТУ, як висока економічність, надійність, відносно невеликі витрати на ремонт і експлуатацію.

Для подальшого розвитку енергетики доцільно застосовувати парогазові схеми енергетичних схем енергетичних установок як найбільш ефективні, які дозволяють отримати коефіцієнт корисної дії 52% і більше (по виробленню електроенергії).

Газотурбінна установка (ГТУ), як всякий тепловий двигун, служить для перетворення теплоти в роботу. При цьому робоче тіло здійснює певний термодинамічний цикл, що складається з ряду процесів, здійснюваних в різних вузлах ГТУ. До основних вимог газотурбінних установок відносять: високу паливну економічність при невеликих капітальних витратах, тривалий термін служби, надійність, велику одиничну потужність, високий ступінь автоматизації і маневреність. Перераховані вимоги встановлюють сферу використання газотурбінних двигунів: авіаційні двигуни, стаціонарні енергетичні установки, двигуни для наземного транспорту, суднові двигуни, привід для потужних компресорних станцій та ін.

Газотурбінні двигуни з одновальною блокованою схемою відрізняються від інших схем простотою і надійністю конструкції. Основною областю застосування таких двигунів є приводи електрогенераторів.

Як прототип будемо використовувати двигун Д049, який розроблено ДП НПКГ «Зоря» – «Машпроект» [1].

Технічні дані прототипу:

- 1) ефективна потужність  $N_e=2,94$  МВт;
- 2) ступінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_k^*=12,5$ ;
- 3) температура газу перед турбіною  $T_T^*=1260$  К;
- 4) витрата повітря  $G_B=15$  кг/с;
- 5) частота обертання ротора турбіни  $n_{ст}=3000$  об/хв.;
- 6) ефективний ККД  $\eta_e=28,5$  %.

## 1 РОЗРАХУНКОВО–ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗДІЛ

### 1.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД

Проектований двигун призначений для приводу електрогенератора. У роботі обрано безредукторна схема, при цьому  $n_{тс} = n_{г} = 3000$  об/хв.

Така схема приведена на рисунці 1.1.

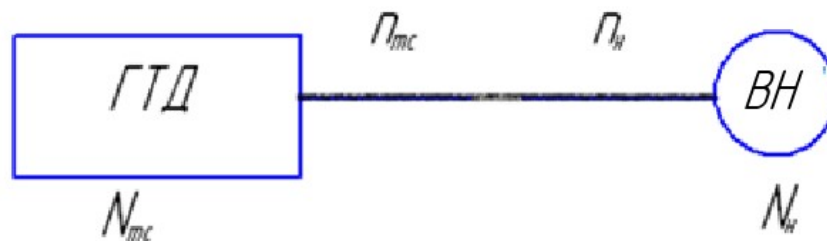


Рисунок 1.1 – Схема трансмісії

Потужність вільної турбіни обчислюється за такою формулою:

$$N_{тс} = N_{г} * K_{зап} = 3,2 * 1,069 = 3,4208 \text{ мВт},$$

де  $K_{зап}$  - коефіцієнт запасу потужності, що враховує втрати потужності в процесі експлуатації при зносі та забрудненні проточної частини ( $K_{зап} = 1,069$ ).

### 1.2 Вибір і обґрунтування параметрів розрахункового режиму

Вибір основних параметрів двигуна впливає на ефективність його роботи як силової установки. Розрахунок виконується для  $G_{пов} = 1$  кг/с. У розрахунку

обчислюються параметри в характерних перетинах двигуна. Ці дані в подальшому використовуються для узгодження параметрів компресора і турбіни (формування «образу» двигуна).

Основними вимогами до двигуна, що розраховується, є: висока питома потужність і висока економічність (малі значення питомої витрати палива).

Перед вибором основних параметрів двигуна необхідно визначити розрахунковий режим.

Залежно від призначення і умов, при яких розраховується двигун, вибираються параметри циклу ( $\pi_k^*$  і  $T_{\Gamma}^*$ ), а також вузлів ( $\sigma_{ВХ}$ ,  $\eta_k$ ,  $\sigma_{КС}$ ,  $\eta_{\Gamma}$ ,  $\eta_T^*$ ,  $\sigma_{РН}$ ,  $C_c$ ) і відповідний їм розрахунковий режим роботи. В основу оптимізації параметрів закладаються різні критерії (цільові функції): мінімум питомої витрати палива, максимум потужності, забезпечення надійності на надзвичайних режимах роботи і т.п.

Основними параметрами робочого процесу двигуна при постійних умовах на вході в ГТД є температура газу  $T_{\Gamma}^*$  і ступінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_k^*$ , які суттєво впливають на його питомі параметри.

### 1.2.1 Температура газу перед турбіною

Збільшення температури газів перед турбіною дозволяє значно збільшити питому потужність двигуна, отже зменшити габаритні розміри і масу двигуна. Підвищення температури газу перед турбіною покращує також економічність двигуна. Для забезпечення надійності роботи турбіни при високих значеннях температури газу ( $T_{\Gamma}^* > 1250$  K) необхідно застосовувати лопатки, які охолоджуються. Потрібна кількість повітря для охолодження залежить від температури газу і способу охолодження турбіни, що призводить до зниження питомої потужності і зростання питомої витрати палива. Для розрахунку вибираємо кілька значень  $T_{\Gamma}^* = 1160, 1210, 1260, 1310, 1360$  K.

### 1.2.2 Степінь підвищення повного тиску в компресорі

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає значного підвищення тиску в компресорі. Але значення степені підвищення тиску обмежується ускладненням конструкції і, отже, збільшенням маси і габаритів двигуна. Вибір високих значень  $\pi_k^*$  при проектуванні призводить до отримання малих висот лопаток останніх ступенів компресора і перших ступенів турбіни. Це в свою чергу призводить до зростання втрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів і зниження відносної точності виготовлення лопаток. При розрахунку вибираємо кілька значень  $\pi_k^* = 8,5; 10,5; 12,5; 14,5; 16,5$ .

### 1.2.3 ККД компресора і турбіни

Величина ізоентропійного ККД багатоступеневого компресора за параметрами загальмованого потоку залежить від ступеня підвищення тиску в компресорі і ККД його ступенів:

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_k^{*\kappa} - 1},$$

де  $\eta_{cm}^*$  – середнє значення ККД ступенів компресора на розрахунковому режимі. Середнє значення ККД ступенів в багатоступеневих осьових компресорах

сучасних двигунів лежить в межах  $\eta_{cm}^* = 0,89 \dots 0,9$ . Приймаємо  $\eta_{cm}^* = 0,9$ .

ККД компресора може бути представлений як добуток:

$$\eta_{\kappa} = \eta_{\kappa}^* \cdot \eta_{\text{м}}^{\prime},$$

де  $\eta_{\kappa}^*$  – ізоентропійний ККД компресора за параметрами загальмованого потоку,  
 $\eta_{\text{м}}^{\prime}$  – механічний ККД компресора, що враховує втрати в його опорах,  
 $\eta_{\text{м}}^{\prime}=0,985\dots0,995$ . Приймаємо  $\eta_{\text{м}}^{\prime}=0,995$ .

Розрахований ізоентропійний ККД для різних  $\pi_{\kappa}^*$  представлено в таблиці 1.1.

ККД не охолоджуваної турбіни ( $T_{\Gamma}^* \leq 1250$  К) лежить зазвичай в діапазоні  
 $\eta_{\text{Т.неохл.}}^* = 0,9\dots0,92$ .

Для обчислення ККД охолоджуваних турбін рекомендується використовувати наступну формулу:

$$\eta_{\text{ТК}}^* = \eta_{\text{Т.неохл.}}^* - 0,000125(T_{\Gamma}^* - 1250)$$

Розрахований ККД турбіни при різних  $T_{\Gamma}^*$  наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.1. – Значення  $\eta_{\kappa}$  в залежності від  $\pi_{\kappa}^*$

| Величина         | Значення |       |      |       |       |
|------------------|----------|-------|------|-------|-------|
| $\pi_{\kappa}^*$ | 8,5      | 10,5  | 12,5 | 14,5  | 16,5  |
| $\eta_{\kappa}$  | 0,82     | 0,815 | 0,81 | 0,805 | 0,800 |

Таблиця 1.2 – Значення  $\eta_{\text{ТК}}^*$  в залежності від  $T_{\Gamma}^*$

| Величина             | Значення |       |       |       |       |
|----------------------|----------|-------|-------|-------|-------|
| $T_{\Gamma}^*$       | 1160     | 1210  | 1260  | 1310  | 1360  |
| $\eta_{\text{ТК}}^*$ | 0,919    | 0,915 | 0,912 | 0,909 | 0,906 |

### 1.2.4 Втрати в елементах проточної частини

Вхідний пристрій двигуна дозвуковий з криволінійним каналом. Коефіцієнт відновлення повного тиску для таких пристроїв становить  $\sigma_{ВХ} = 0,97 \dots 0,99$ . Якщо на вході в двигун є пілозахисні пристрої, втрати повного тиску зростають до  $\sigma_{ВХ} = 0,92 \dots 0,96$ .

Так як ГТД призначений для приводу електрогенератора, то його експлуатація ведеться в наземних умовах, що вимагає установки системи складних каналів підведення повітря (робочого тіла) до двигуна і установки засобів пиловловлювання. У зв'язку з такими умовами роботи обираємо  $\sigma_{ВХ} = 0,97$ .

Втрати повного тиску в камерах згорання викликаються гідравлічним і тепловим опором:

$$\sigma_{кс} = \frac{P_z^*}{P_k^*} = \sigma_{гидр} \cdot \sigma_{тепл} .$$

Гідравлічний опір означається, в основному, втратами в дифузорі, фронтівому пристрої, при змішуванні струменів, при повороті потоку ( $\sigma_{гидр} = 0,93 \dots 0,97$ ). Для нашого розрахунку  $\sigma_{гидр} = 0,96$ .

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до рухомого газу. Для основних камер згорання зазвичай  $\sigma_{тепл} = 0,97 \dots 0,99$ . Обираємо  $\sigma_{тепл} = 0,98$ .

Взначаємо величину коефіцієнта втрат повного тиску в камері згорання:

$$\sigma_{кс} = 0,96 * 0,98 = 0,94.$$

Втрати тепла в процесі горіння пов'язані з неповним згоранням. Втрати тепла оцінюють коефіцієнтом повноти згорання  $\eta_r$ . На розрахунковому режимі

основних камер цей коефіцієнт приймають рівним  $\eta_r = 0.97 \dots 0.99$ . Беремо для КС  $\eta_r = 0.99$ .

Наявність перехідного патрубку між турбіною компресору і силовою турбіною, оцінюють коефіцієнтом відновлення повного тиску і вибирають в залежності від форми каналу ( $\sigma_{пт} = 0.98 \dots 1.0$ ). Для нашого розрахунку  $\sigma_{пт} = 1$  (схема двигуна без перехідного каналу).

Вихідний пристрій ГТУ, як правило, виконують дифузори. В таких випадках коефіцієнт відновлення повного тиску становить  $\sigma_{рн} = 0.97 \dots 0.99$ . Обираємо  $\sigma_{рн} = 0.98$ .

Втрати потужності в опорах ротора і відбір потужності на привід допоміжних агрегатів становить  $\eta_m = 0.98 \dots 0.99$ . Обираємо  $\eta_m = 0.99$ .

### 1.2.5 Вибір швидкості витікання газу з вихідного пристрою та інших параметрів

Вибір швидкості витікання з вихідного пристрою стаціонарної ГТУ характеризує втрачену кінетичну енергію на виході з двигуна, тому її доцільно зменшувати. З іншого боку, зменшення швидкості на виході  $C_c$  призводить до зростання габаритних розмірів двигунів через зростання площі зрізу випускного каналу. Вихідна швидкість може бути  $C_c = 70 \dots 120$  м/с. Для розрахунку обираємо  $C_c = 80$  м/с.

В якості палива беремо природний газ, тому що двигун, який проектується, служить приводом електрогенератора. Нижча теплотворна здатність природного газу  $H_u = 50500$  кДж/кг. Теоретична кількість повітря, що необхідне для повного згорання одного кілограма газу, становитиме  $L_0 = 17.2$  кг<sub>пов</sub>/кг<sub>г</sub>.

Сучасні двигуни мають складну систему охолодження гарячих частин на перших ступенях турбіни. Необхідно також проводити підігрів елементів вхідного

пристрою, оскільки потрапляння в проточну частину двигуна льоду може призвести до пошкодження лопаток. Для всіх цих потреб потрібно повітря, що відбирається через компресора або будь-якої його ступені.

Відбір стисненого повітря оцінюється відносною величиною. Для розрахунку приймаємо  $\Delta G_{отб}=10\%$ .

Вибір і обґрунтування параметрів проводиться з урахуванням рекомендацій посібника [2].

### 1.2.6 Термогазодинамічний розрахунок двигуна

Метою термогазодинамічного розрахунку двигуна є визначення основних питомих параметрів ( $N_{е.пит.}$ - питомої потужності,  $C_{е.пит.}$  – питомої витрати палива) і витрати повітря  $G_{п.}$

Розрахунок проводиться для варіантів з виявленням впливу різних значень  $\pi_k^*$  на питомі параметри двигуна, що дає можливість обрати оптимальний варіант розрахункових параметрів. Розрахунок виконується за допомогою ЕОМ. Програма для розрахунку: GTD.exe. Результати представлені в таблиці

1.3 - 1.6.

Таблиця 1.3 – Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

ТГДР ГДР-Р NT= 1 5 5 1                      Дата 2. 0.10  
 TG= 1160. 1210. 1260. 1310. 1360. ANTK= .919 .915 .912 .909 .906  
 PİK= 8.50 10.50 12.50 14.50 16.50 ANK = .820 .815 .810 .805 .800  
 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД



Продовження таблиці 1.3

ИСХОДНИЕ ДАННИЕ: G= 1.00 DGO= .100 HU= 5050E+08 LO= 17.20  
 H= .00 MH= .000 CC=100.0 NTB= 1.000 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000  
 SB= .970 SK= .940 НГ= .990 SPT=1.000 SPH= .980 NM= .990 НРД=1.000  
 TH=288.15 ТНО=288.15 ТВО=288.15 PH=101325. PНО=101325. PBO= 98285. VH= .0

| ТГ    | ПК    | NEY   | CE    | NK    | NTK   | КПД   |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1160. | 8.500 | 163.4 | .2920 | .8200 | .9190 | .2624 |
| 1160. | 10.50 | 155.3 | .2877 | .8150 | .9190 | .2662 |
| 1160. | 12.50 | 144.2 | .2917 | .8100 | .9190 | .2626 |
| 1160. | 14.50 | 131.2 | .3022 | .8050 | .9190 | .2535 |
| 1160. | 16.50 | 117.1 | .3197 | .8000 | .9190 | .2396 |
| 1210. | 8.500 | 185.8 | .2810 | .8200 | .9150 | .2726 |
| 1210. | 10.50 | 179.6 | .2739 | .8150 | .9150 | .2797 |
| 1210. | 12.50 | 169.9 | .2739 | .8100 | .9150 | .2797 |
| 1210. | 14.50 | 158.1 | .2789 | .8050 | .9150 | .2746 |
| 1210. | 16.50 | 145.1 | .2888 | .8000 | .9150 | .2653 |
| 1260. | 8.500 | 208.6 | .2721 | .8200 | .9120 | .2815 |
| 1260. | 10.50 | 204.2 | .2631 | .8150 | .9120 | .2912 |
| 1260. | 12.50 | 196.1 | .2604 | .8100 | .9120 | .2941 |
| 1260. | 14.50 | 185.6 | .2620 | .8050 | .9120 | .2924 |
| 1260. | 16.50 | 173.6 | .2672 | .8000 | .9120 | .2866 |
| 1310. | 8.500 | 231.5 | .2650 | .8200 | .9090 | .2890 |
| 1310. | 10.50 | 229.0 | .2546 | .8150 | .9090 | .3009 |
| 1310. | 12.50 | 222.3 | .2501 | .8100 | .9090 | .3063 |
| 1310. | 14.50 | 213.1 | .2495 | .8050 | .9090 | .3070 |
| 1310. | 16.50 | 202.3 | .2518 | .8000 | .9090 | .3042 |
| 1360. | 8.500 | 254.4 | .2591 | .8200 | .9060 | .2956 |
| 1360. | 10.50 | 253.8 | .2476 | .8150 | .9060 | .3094 |
| 1360. | 12.50 | 248.7 | .2418 | .8100 | .9060 | .3168 |
| 1360. | 14.50 | 240.8 | .2397 | .8050 | .9060 | .3195 |
| 1360. | 16.50 | 231.0 | .2402 | .8000 | .9060 | .3189 |

За результатами попереднього багатоваріантного термогазодинамічного розрахунку побудовані графіки залежностей питомої потужності та питомої витрати палива від параметрів робочого процесу  $N_{e \text{ пит}} = f(\pi_k^*, T_{\Gamma}^*)$ ,  $C_{e \text{ пит}} = f(\pi_k^*, T_{\Gamma}^*)$ , які представлені на рис. 1.2 і 1.3.

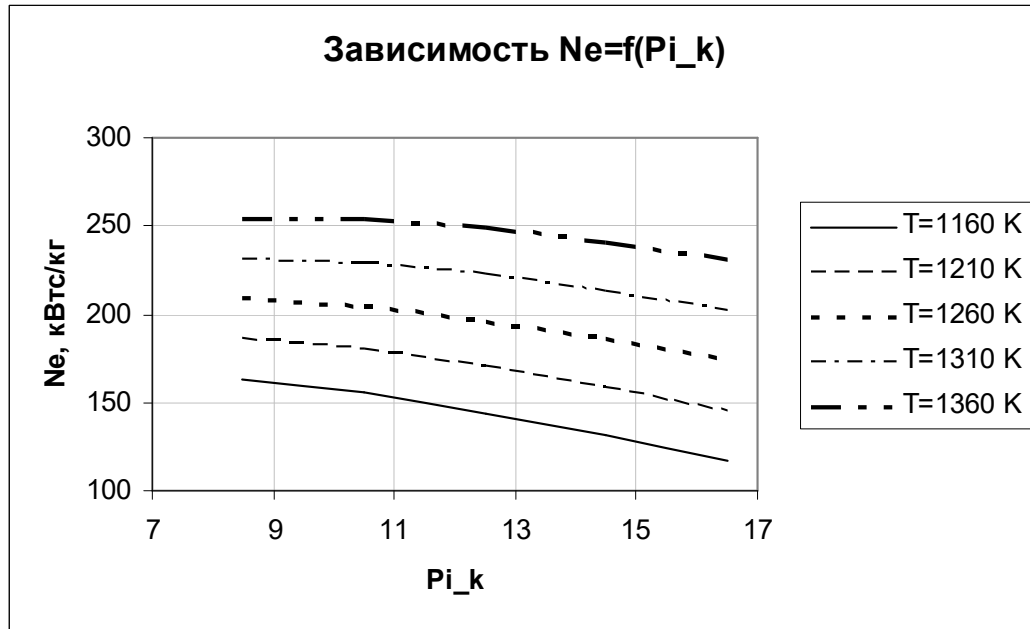


Рисунок 1.2 – Залежність питомої потужності від параметрів робочого процесу

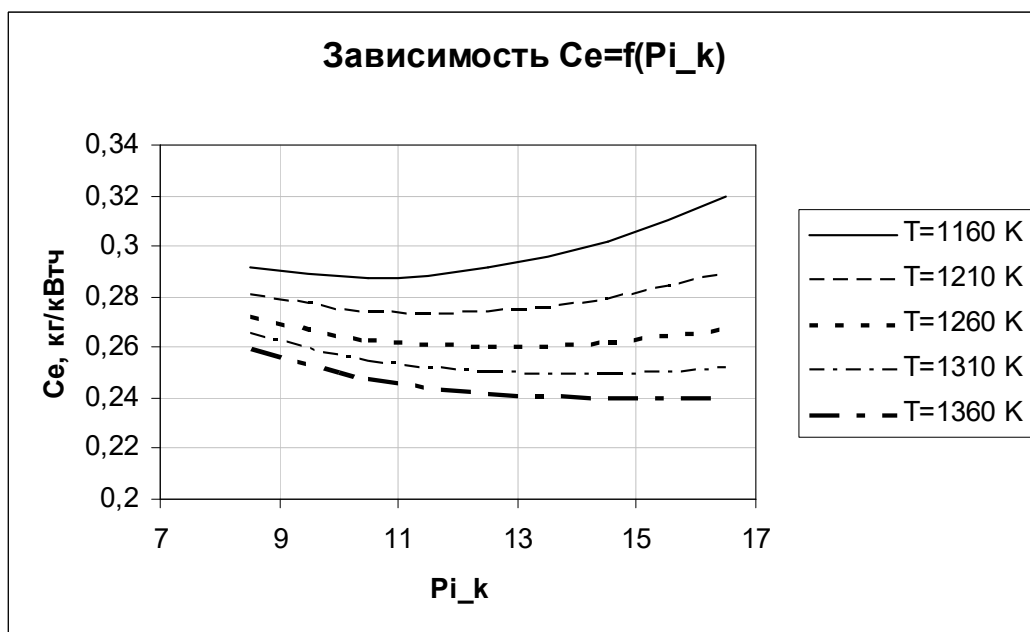


Рисунок 1.3 – Залежність питомої витрати палива від параметрів робочого процесу

Аналізуючи залежності, представлені на рис. 1.2-1.3 і в таблиці.1.2-1.3, можна відмітити, що в порівнянні з прототипом підвищилися значення питомої потужності (на 1,15%) і ефективного ККД (на 1%). Крім того, вдалося понизити питому витрату палива (на 1%), що дозволяє зменшити витрата повітря  $G_v$ , а, отже, і діаметр входу в двигун ( $D_{вх}$ ). Це дозволяє зменшити габаритні розміри і масу двигуна.

Метою термогазодинамічних розрахунку двигуна є визначення основних питомих параметрів ( $Ne_{уд}$  - питомої потужності,  $Se$  - питомої витрати палива) і витрати повітря  $G_v$ .

У таблиці 1.4 представлені результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ.

Таблиця 1.4 – Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

```

ТГДР  ГТД-Р  NT=  1  1  1  1          ДАТА  2.05.05
TG=   1253.  1490.  1490.  1530.  1580.  ANTK=  .912  .886  .886  .878  .875
PK=   12.00  19.00  18.00  19.50  20.50  ANK =  .810  .834  .836  .845  .843
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
ИСХОДНЫЕ ДАННИЕ:      G=  1.00  DGO= .100  HU=  .4700E+08  LO= 16.20
H=  .00  MH= .000  CC=100.0  NTB=1.000  ПВВ=1.000  ТВВ=1.000  NB=1.000
SB= .970  SK= .940  NG= .990  SPT=1.000  SPH= .980  NM= .990  NPD=1.000
TH=288.15  THO=288.15  TBO=288.15  PH=101325.  PHO=101325.  PBO= 98285.  VH= .0
СХЕМА ПЕЧАТИ:  NEY  NE  CE  QT  АКС  GT  FC  LC
                ТК  ТТК  ТТ  РК  РГ  РТК  РТ  РС
                НК  NTK  LK  LTK  LTB  ПТК  ПТВ  ПТ
                КПД  LCB  NP  СРТ  КГ  РГ
                СРВ  KB  RB
ТГ=1253.0  ПК =12.000  SR= .000  SR1=1.000  SR2=1.000  TCO= 746.9
193.9  193.9  .2630  .1574E-01  3.921  51.00  .2106E-01  .2022
640.9  909.2  746.9  .1179E+07  .1109E+07  .2559E+06  .1058E+06  .1037E+06
.8100  .9120  .3662E+06  .4046E+06  .1909E+06  4.332  2.418  10.48
.2912  .2166E+06  .9043  1177.  1.323  287.3
1028.  1.387  287.0

```

Аналізуючи залежності, представлені на мал. 1.2-1.3 і в таблиці.1.2-1.3, можна відмітити, що в порівнянні з прототипом підвищилися значення питомої потужності

(на 1,15%) і ефективного ККД (на 1%). Крім того, вдалося понизити питому витрату палива (на 1%), що дозволяє зменшити витрата повітря  $G_v$ , а, отже, і діаметр входу в двигун ( $D_{вх}$ ). Це дозволяє зменшити габаритні розміри і масу двигуна.

В результаті проведеного термогазодинамічного розрахунку були отримані основні питомі параметри двигуна і параметри, що характеризують роботу його вузлів.

Отримані дані є початковими для узгодження параметрів турбокомпресора, розрахунку компресора і турбіни.

### 1.3 Формування «образу» проточної частини ГТД

#### 1.3.1 Вибір вихідних даних для розрахунку

Формування «образу» проточної частини ГТД – фактично найбільш важливий початковий етап проектування двигуна. Він є наступним за виконанням термогазодинамічного розрахунку та передусє газодинамічним розрахункам компресора і турбіни.

Погодження параметрів турбокомпресора дає можливість забезпечити оптимальні геометричні та газодинамічні співвідношення, що визначають вигляд двигуна в розрахункових перерізах, забезпечити нормальне завантаження ступенів турбіни і допустимі напруги в лопатках турбіни [3,4].

Ув'язка параметрів турбокомпресора двигуна є одним з важ-нейших етапів проектування двигуна. Якісне виконання цього етапу дозволяє забезпечити оптимальні геометричні і газодинамічні співвідношення в тих, що визначають вигляд двигуна розрахункових перерізах, забезпечити нормальне завантаження ступенів турбіни і допустиму напругу в лопатках турбіни. Для розрахунку використовуємо геометричні співвідношення двигуна - прототипу.

Вибір форми проточної частини ГТД визначений наступними конструктивними і експлуатаційними міркуваннями. Форма проточної частини компресора є важливим параметром, що визначає висоту його проточної частини на виході, співвідношення діаметрів і окружних швидкостей, осьову протяжність машини, а також чинником, що впливає на компоновання інших вузлів і агрегатів двигуна. У повнорозмірних і малорозмірних одноконтурних ГТД з помірними значеннями, де визначальним перерізом є вхідне, переважною є форма проточної частини компресора з постійним зовнішнім діаметром. При  $D_n = \text{const}$  середній діаметр до останніх ступенів компресора збільшується із зростанням середньої окружної швидкості. Це призводить до збільшення напорності ступенів і зменшення їх числа, необхідних для отримання необхідної міри підвищення тиску. Спрощується виготовлення корпусу компресора, який має циліндричну форму. Проточна частина з постійним втулковим діаметром  $D_{vt} = \text{const}$  покращує можливість енергообміну в ступенях. Але при цьому виникає небезпека появи трансзвукових ступенів на вході в компресор. Отже, вибираємо форму проточної частини компресора з  $D_k = \text{const}$ .

Осецентричний компресор має порівняно високе значення ККД, відносно малу габаритну довжину, помірний габаритний діаметр, прийнятні розміри лопаток останніх ступенів осової частини компресора. У результаті забезпечується невелика питома маса двигуна; покращуються його експлуатаційні характеристики: надійність, антипомпажні властивості; компресор має менше число регульованих елементів; нижчу вартість, ніж осовий компресор з близькими параметрами.

Розрізняють вигляд проточної частини осецентричного компресора без перехідного каналу між осовою і відцентровою частинами і з перехідником. Останній застосовується, якщо вимагається забезпечити мінімальний лобовий габарит двигуна, який залежить від зовнішнього діаметру колеса відцентрового ступеня, а також якщо в якості першого осового ступеня застосовується надзвуковий ступінь. Недоліком такої схеми є збільшення осового габариту двигуна, його маси, а також ускладнення конструкції машини, її технологічності і, як наслідок, зростання вартості життєвого циклу. У зв'язку з поворотом потоку до осі в

перехідному каналі при недостатньо ретельній профілізації можуть виникнути великі втрати з утворенням відривних зон у внутрішньої поверхні. Це призводить до істотного погіршення характеристик відцентрового компресора і робить прийнятнішим вибір форми проточної частини осецентробежного компресора без перехідного каналу. Виходячи з цих міркувань ми вибираємо форму проточної частині осецентробежного компресора без перехідного каналу.

Форма проточної частини турбіни вибирається з конструктивних міркувань. Вибір її форми обумовлений можливостями енергообміну в ступенях, бажаним зниженням коефіцієнта навантаження, максимально-возможним зближенням діаметральних розмірів з урахуванням технологічних міркувань. Таким чином, вибираємо форму проточної частини турбіни з постійним середнім діаметром, що підвищується.

Але при цьому треба пам'ятати деякі обмеження:  $d_k$  - відносний втулковий діаметр на виході з компресора високого тиску, який не повинен перевищувати значення 0,92. Подальше збільшення  $d_k$  пов'язане з обмеженнями мінімального розміру лопаток останніх ступенів. Зменшення розміру лопаток призводить до значних труднощів в набутті прийнятних значень ККД компресора внаслідок зростання впливу радіальних проміжків, а також зменшення числа Рейнольдса і зростання втрат при обтіканні лопаток малого розміру.

Значення середнього коефіцієнта навантаження в турбіні не повинне перевищувати величини  $\mu_{zT}=1.6$  для забезпечення осьового виходу потоку, але для турбовальних двигунів коефіцієнт навантаження може бути дещо вищий в ступенях вільної турбіни.

Розрахунок проводиться з урахуванням рекомендацій [2]. Узгодження проводиться на ЕОМ. Для цього використовуються дані, отримані при термогазодинаміческом розрахунку двигуна.

### 1.3.2 Результати розрахунку і формування «образу» двигуна з блокованою турбіною

Результати узгодження параметрів турбокомпресору наведені в таблиці 1.6. «Образ» проточної частини двигуна зображений на рис. 1.4.

Таблиця 1.6 – Результати формування «вигляду» двигуна

Формирование облика ГГ ГТД-1 ( К - ОК или ОЦК )

Исходные данные:

$N_{уд} = 196.1$      $C_e = .2604$      $KПД_k = .8100$      $KПД_{TK} = .9120$   
 $L_k = 374480.$      $L_{TK}^* = 606780.$      $L_{TC}^* = 193010.$      $KПД_{TC} = .9200$   
 $C_{rg} = 1178.0$      $K_r = 1.3226$      $C_{rv} = 1028.6$      $K_v = 1.3870$   
 $N_e = 2940.$      $G_v = 15.00$   
 $d_{ов} = .660$      $D_{срт}/D_{ко} = 1.100$      $D_{1цс}/D_{кко} = 1.000$   
 $D_{2цс}/D_{ко} = 1.340$      $D_{4цс}/D_{2цс} = 1.560$   
 $L_{ок}/L_k = .570$      $KПД_{ок}^* = .850$      $S_{ркоц} = 1.000$

Результати расчета:

\* ОК \*     $K_{\phi} = 1$      $Z_k = 9.$

$L_k^* = 213454.$      $\Pi_{ik}^* = 5.538$      $KПД^* = .8500$      $U_k = 320.0$   
 $D_k = .4365$      $d_{об} = .6600$      $d_{ок} = .8963$      $H_{zc} = .2316$   
 $n_{вд} = 14001.$

\* ЦБК \*

$L_k^* = 161026.$      $\Pi_{ik}^* = 2.257$      $KПД^* = .8075$      $U_2 = 428.8$   
 $D_2 = .5849$      $D_1 = .4365$      $d_{ов} = .8963$      $H_s = .7072$   
 \* Т \*     $K_{\phi} = 2$      $Z_T = 3.$

$L_T^* = 606780.$      $\Pi_{iT}^* = 10.911$      $KПД^* = .9120$      $(h/D)_T = .0536$   
 $U_{ср} = 352.0$      $M_z = 4.897$      $D_{ср} = .4801$      $(h/D)_T = .2249$   
 $S_p = 278.6$      $T_w^* = 797.5$

Продовження таблиці 1.6

| Сечение\Параметр: | T*    | P*       | C     | C/акр | F      |       |     |
|-------------------|-------|----------|-------|-------|--------|-------|-----|
|                   | : К   | : Па     | : м/с | : --- | : кв.м |       |     |
| в - в             | 288.  | 98285.   | 170.0 | .5484 | .0845  |       |     |
| к ОК - к ОК       | 496.  | 544281.  | 140.0 | .3443 | .0294  |       |     |
| в ЦБК - в ЦБК     | 496.  | 544281.  | 140.0 | .3443 | .0294  |       |     |
| к - к             | 649.  | 1228600. | 80.0  | .1720 | .0288  |       |     |
| Г - Г             | 1260. | 1154900. | 123.1 | .1917 | .0388  |       |     |
| Т - Т             | 745.  | 105840.  | 200.0 | .4051 | .1629  |       |     |
|                   | Dн1   | Dср1     | Dвт1  | Dн2   | Dср2   | Dвт2  | Zст |
| ОК                | .4365 | .3698    | .2881 | .4365 | .4145  | .3912 | 9.  |
| Т                 | .5059 | .4801    | .4544 | .5881 | .4801  | .3722 | 3.  |
|                   | Dн1   | Dср1     | Dвт1  | D2    | D4     | b2    | Zст |
| ЦБК               | .4365 | .4145    | .3912 | .5849 | .9124  | .0156 | 1.  |

M 1: 15.0

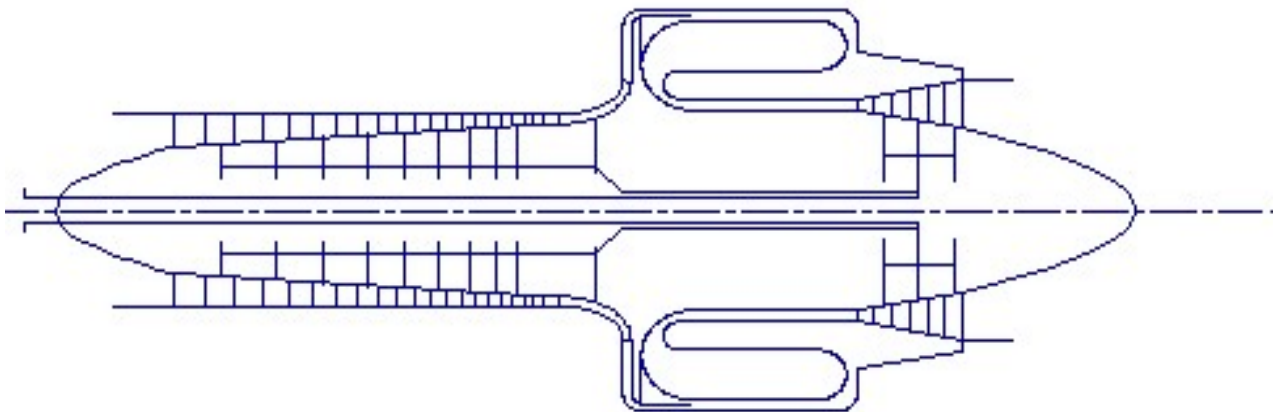


Рисунок 1.4 – Схема проточної частини двигуна

При дозвукових ступенях на вході в осьовий компресор одновального двигуна приймаємо  $U_k=320\text{м/з}$  [2]. Окружна швидкість на турбіні компресора :

$$U_{TK}=352\text{м/с.}$$



Середній коефіцієнт навантаження ступенів турбіни визначається по співвідношенню:

$$\mu_{Z\text{TK}} = L_{\text{TK}} / U_{\text{cp TK}}^2 = 606780 / 352^2 = 4,897$$

Швидкість на вході в компресор лежить в межах 170-200 м/з для до-звукових ступенів [2]. Вибираємо  $C_v = 170$  м/с. Швидкість на виході з осьового компресора і на вході у відцентровий знаходять по формулі:

$$C_{\text{ок}} \geq 0,364 * U_{\text{к}};$$

Приймаємо  $C_{\text{ок}} = 140$  м/з, а швидкість на виході з відцентрового ком-пресора приймаємо рівною 80 м/з [2]. Швидкість на виході з турбіни ком-пресора визначається по формулі:

$$C_i = \lambda_i * a_{\text{крі}}, \text{ где } a_{\text{крі}} = 18,1 \sqrt{T_i^*}.$$

Отже  $C_T = 200$  м/с.

Відносний втулковий діаметр на вході в компресор  $d = 0,66$ ; а на виході з осьового компресора відносний втулковий діаметр має бути  $d = 0,92$ . При проектуванні отримана величина  $d = 0,8963$ , що задовольняє умовам аеродинаміки осьових компресорів по забезпеченню стійкої роботи його останніх ступенів.

В результаті виконання завдань формування вигляду ГТД отримуємо геометрію проточної частини двигуна. Прошені співвідношення діаметрів спочатку беремо з даних прототипу. Значення осьових і окружних швидкостей вибираємо виходячи з рекомендованих діапазонів [2]. Набуваємо прийняттого значення завантаження ступенів компресора :  $N_{zc} = 0,2316$ .

Кількість ступенів компресора беремо як у двигуна-прототипу:  $z = 10$  шт: 9 осьових і 1 відцентрова. З прочностных міркувань отриману величину  $(h/D_{\text{сп}})$  для турбіни ми намагаємося отримати більше 0,065 (отримане нами значення:  $(h/D_{\text{сп}})_{\text{г}} = 0,0536$ ;  $(h/D_{\text{сп}})_{\text{тонна}} = 0,2249$ ). В результаті вищеперелічених розрахунків отримуємо обороти ротора каскаду високого тиску  $n_{\text{ВД}} = 14001$  про/хв.

### 1.3.3 Результати розрахунку і формування «образу» двигуна з вільною турбіною

Результати узгодження параметрів турбокомпресору наведені в таблиці 1.7. «Образ» проточної частини двигуна зображений на рис. 1.5.

Таблиця 1.7 – Результати формування «вигляду» двигуна

Формирование облика ГТ ГТД-1 ( К - ОК или ОЦК )

Исходные данные:

|               |                 |                 |              |
|---------------|-----------------|-----------------|--------------|
| Неуд= 196.1   | Се = .2604      | КПДк= .8100     | КПДтк= .9120 |
| Лк = 374480.  | Лтк*= 606780.   | Лтс*= 193010.   | КПДтс= .9200 |
| Срг =1178.0   | Кг =1.3226      | Срв =1028.6     | Кв =1.3870   |
| Не = 2940.    | Гв = 15.00      |                 |              |
| дов = .660    | Дсрт/Дко =1.100 | Дсртс/Дк =1.380 |              |
| дово= .913    | D1цс/Дкко=1.000 | D2цс/Дко =1.340 |              |
|               | D4цс/D2цс=1.560 | Дсртв/Дко=1.160 |              |
| Лок/Лк = .570 | КПДок* = .850   | Сркоц =1.000    |              |
| Мзтс =4.890   | Сртвн = .995    | Сртнс = .990    |              |
| Ук = 320.0    | U2 = 482.8      |                 |              |

Результаты расчета:

|              |             |             |            |
|--------------|-------------|-------------|------------|
| * ОК *       | Кф = 1      | Zк = 9.     |            |
| Лк*= 213454. | Пік*= 5.538 | КПД*= .8500 | Ук = 320.0 |
| Дк = .4365   | dob = .6600 | dok = .8963 | Hzc= .2316 |
|              | nвд =14001. |             |            |

\* ЦБК \*

|              |             |             |               |
|--------------|-------------|-------------|---------------|
| Лк*= 161026. | Пік*= 2.257 | КПД*= .8075 | U2 = 428.8    |
| D2 = .5849   | D1 = .4365  | дов = .8963 | Hz = .7072    |
| * Т *        | Кф = 2      | Zт = 2.     |               |
| Лт*= 606780. | Піт*=10.911 | КПД*= .9120 | (h/D)т= .0536 |
| Усп= 352.0   | Mz = 1.897  | Дсп = .4801 | (h/D)т= .2249 |
| Sp = 278.6   | Tw* = 797.5 |             |               |

## Продовження таблиці 1.7

|                            |                           |                         |                            |
|----------------------------|---------------------------|-------------------------|----------------------------|
| * TC *                     | Кф = 2                    | Z <sub>T</sub> = 1.     |                            |
| L <sub>T</sub> * = 193010. | Π <sub>iT</sub> * = 3.135 | КПД* = .9200            | (h/D) <sub>T</sub> = .0998 |
| U <sub>ср</sub> = 224.1    | Mz = 4.897                | D <sub>ср</sub> = .9287 | (h/D) <sub>T</sub> = .1718 |
| Sp = 86.3                  | T <sub>w</sub> * = 752.2  | n <sub>TC</sub> = 2940. |                            |

| Сечение\Параметр: | T*    | P*       | C     | C/акр | F      |
|-------------------|-------|----------|-------|-------|--------|
|                   | : K   | : Па     | : м/с | : --- | : кв.м |
| в - в             | 288.  | 98285.   | 170.0 | .5484 | .0845  |
| к ОК - к ОК       | 496.  | 544281.  | 140.0 | .3443 | .0294  |
| в ЦБК - в ЦБК     | 496.  | 544281.  | 140.0 | .3443 | .0294  |
| к - к             | 649.  | 1228600. | 80.0  | .1720 | .0288  |
| Г - Г             | 1260. | 1154900. | 123.1 | .1917 | .0388  |
| Г TC - Г TC       | 937.  | 325878.  | 165.0 | .2983 | .2289  |
| Т - Т             | 745.  | 105840.  | 200.0 | .4051 | .1629  |

|     | D <sub>H1</sub> | D <sub>ср1</sub> | D <sub>BT1</sub> | D <sub>H2</sub> | D <sub>ср2</sub> | D <sub>BT2</sub> | Z <sub>сТ</sub> |
|-----|-----------------|------------------|------------------|-----------------|------------------|------------------|-----------------|
| ОК  | .4365           | .3698            | .2881            | .4365           | .4145            | .3912            | 9.              |
| Т   | .5059           | .4801            | .4544            | .5881           | .4801            | .3722            | 2.              |
| ТС  | .9397           | .8544            | .7692            | 1.0883          | .9287            | .7692            | 1.              |
|     | D <sub>H1</sub> | D <sub>ср1</sub> | D <sub>BT1</sub> | D2              | D4               | b2               | Z <sub>сТ</sub> |
| ЦБК | .4365           | .4145            | .3912            | .5849           | .9124            | .0156            | 1.              |

M 1: 15.0

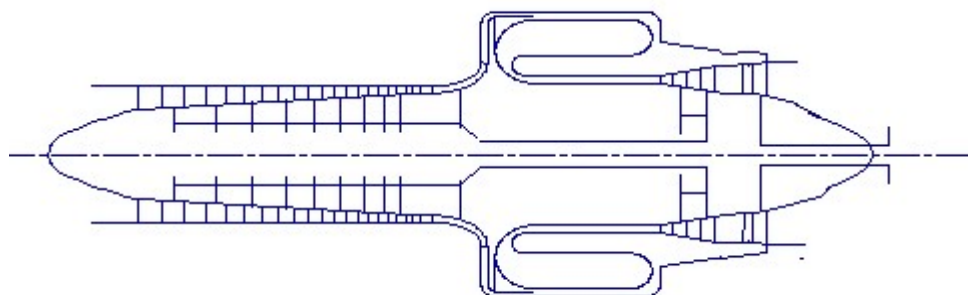


Рисунок 1.5 – Схема проточної частини двигуна

В результаті розрахунку було сформовано «вигляд» двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з одновальним та двохвальним газогенератором з вільної одноступеневої турбіни. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахованих режимах [3].

Дані, отримані при узгодженні - основа для проектування основних вузлів двигуна. Результати узгодження не є остаточними, а будуть змінюватися на подальших етапах розрахунку при проектуванні і оптимізації компресора, турбін.

#### 1.4 Газодинамічний розрахунок компресора

У сучасних авіаційних газотурбінних двигунах для здійснення процесу стискування використовуються в основному багатоступінчасті осьові компресори. Це обумовлено їх високими коефіцієнтами корисної дії і можливістю зміни продуктивності і напорности цих компресорів в дуже широких межах за рахунок зміни числа ступенів і їх діаметральних розмірів.

Попередній газодинамічний розрахунок осьового компресора зазвичай є послідовним розрахунком усіх його ступенів на середньому радіусі.

Використовуються дані, отримані при термогазодинамічному розрахунку двигуна і узгодженні параметрів компресора і турбіни.

Форма проточної частини :  $D_k = \text{const}$ .

Сума  $\overline{H_z}$  усіх ступенів визначається співвідношенням 
$$\sum_{i=1}^{z_k} \overline{H_{zi}} = \frac{L_k^*}{u_k^2}$$

Для розрахунку компресора необхідно розподілити значення коефіцієнта витраченого натиску, швидкостей  $C_a$  і ККД по ступенях. Результати розрахунків і вибраний розподіл параметрів по ступенях приведені в таблицю. 1.10. Розподіл по ступенях зроблений так, щоб  $Z$  перших і останніх ступенів каскадів компресора було менше середніх значень.

Такий розподіл  $\overline{H_z}$  вибраний із-за низького ККД перших ступенів, обумовленого великою нерівномірністю потоку і високими кутів натікання потоку на перших ступенях, а також через високий рівень втрат на останніх ступенях, викликаних збільшенням відносного радіального проміжку із-за малої висоти лопаток і високими кутами відставання потоку.

Розподіл  $\eta_{ст}$  по ступенях проводиться зі зниженням на перших і по-слідних ступенях. Перші два ступені зазвичай розвантажують для підвищення запасу по кутах атаки для стійкішої роботи на нерозрахункових режимах.

Останні ступені мають занижений ККД із-за малої висоти лопаток.

Розподіл кінематичної міри реактивності ( $\rho_k$ ) по ступенях:

$\rho_k$  змінюється від 0,5 до 0,75.

Прийнята зміна по ступенях у вигляді графіку зображена на рис. 1.6. Для зменшення кута повороту потоку у випрямляючому апараті міра кінематичної реактивності ступенів прийнята такою, що зростає від входу до виходу.

Для здійснення процесу стиснення в ГТД зазвичай використовуються багатоступінчасті осьові компресори. Це пояснюється їх високими ККД, можливістю регулювання продуктивності, напірні таких компресорів в досить широких межах за рахунок зміни кількості ступенів і їх діаметральні розмірів.

Попередній газодинамічний розрахунок осьового компресора являє собою послідовний розрахунок кожної з його ступенів на середньому радіусі. Вважають, що параметри потоку на середньому радіусі ступені відповідають осередненню по висоті лопатки параметрам ступені. Для поліпшення цієї відповідності в якості середнього радіусу приймають середньгеометричний радіус ступені. Компресор проектованого двигуна 9-ти ступінчастий.

Основна мета газодинамічного розрахунку осьового компресора - отримання остаточних геометричних розмірів і кількості ступенів при заданому  $\pi_k^*$ . Необхідно ефективно розподілити  $\pi_k^*$ , роботу і ККД між усіма ступенями компресора.

Коефіцієнт витраченого напору  $\overline{H_z}$  по ступіням регулюємо таким чином, щоб найбільш завантаженими були середні ступені, а до входу і виходу з компресора значення  $\overline{H_z}$  поступово зменшувалася. Перші ступені мають велике значення подовження лопаток  $h/b$ , працюють в досить складних умовах на вході в компресор (можлива нерівномірність тисків, температур і поля швидкостей). На останніх ступенях на ККД ступені в значній мірі впливає величина відносного радіального зазору. При малій висоті лопаток ступені відбувається істотне зниження ККД унаслідок зростання відносного радіального зазору.

Розподіл решти параметрів виконано відповідно до рекомендацій, викладених в [4].

Видаткова складова швидкості падає від входу до виходу для зменшення кінцевих втрат в останніх ступенях, а також для того, щоб мати невисокі швидкості на вході в камеру згоряння. Щоб уникнути падіння ККД зниження  $C_a$  в межах ступені не повинно перевищувати 10 ... 15 м / с.

Газодинамічний розрахунок компресора виконаний за допомогою програми `gdrok.exe`. Програма `gdrok.exe` прзначена для газодинамічного розрахунку багатоступінчастого осьового компресора на середньому радіусі. Первинні дані розрахунку заносяться в файл `gdrok.dat`, а результати, одержані за допомогою виконуваного файлу `gdrok.exe` - в файл `gdrok rez`. Програма `gdrok` має і програму графічного супроводу `gfk.exe`, файл вихідних даних якої `gfk.dat` формується при роботі файлу `gdrok.exe`. Використання файлу `gfk.exe` при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю як вихідного розподілу параметрів по ступеням, так і одержуваних результатів розрахунку (форми проточної частини компресора, зміни параметрів потоку по ступеням і трикутників швидкостей ступенів на середньогеометричні радіуси).

Первинні дані представлені в таблиці 1.8, результати розрахунку наведені в таблиці 1.9.

Таблиця 1.8 – Вихідні дані для розрахунку компресора

| Величина         | Ступени |        |        |       |        |        |        |        |        |
|------------------|---------|--------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                  | 1       | 2      | 3      | 4     | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      |
| $N_{ст}$         |         |        |        |       |        |        |        |        |        |
| $U_k$            | 320     | 320    | 320    | 320   | 320    | 320    | 320    | 320    | 320    |
| $\overline{H_z}$ | 0,207   | 0,227  | 0,234  | 0,241 | 0,246  | 0,246  | 0,242  | 0,227  | 0,215  |
| $H_z$<br>кДж/кг  | 21,2    | 23,2   | 24     | 24,7  | 25,2   | 25,2   | 24,8   | 23,25  | 22     |
| $\eta_{ст}^*$    | 0,8684  | 0,8735 | 0,8802 | 0,888 | 0,8927 | 0,8922 | 0,8866 | 0,8806 | 0,8746 |
| $c_a$            | 170     | 168    | 165    | 161   | 157    | 152    | 147    | 144    | 142    |
| $\rho_k$         | 0,5     | 0,53   | 0,55   | 0,57  | 0,6    | 0,64   | 0,68   | 0,73   | 0,75   |
| $i_n$ град       | 0       | 0      | 0      | 0     | 0      | 0      | 0      | 0      | 0      |

Таблиця 1.9 – Результати розрахунку компресора на ЕОМ

ГДР МОК      Дата 29. 4. 4

$N_k=1$     $K\phi_1=1$     $K\phi_2=1$     $z_1=9$     $z_k=9$     $K_r=1$

$P_k=5.538$     $P_{k1}=5.538$     $G=15.00$     $n_1=13637.4$     $n_2=13637.4$     $k=1.40$     $R=287.00$

$T_b=288.15$     $P_b=98285.0$     $P_{10}=96810.7$     $S_{b_a}=.985$     $S_{b_a}=.980$     $S_{b_b}=1.000$     $m=.00$

| $N_{ст}$ | $D_k$ | $D_{ср}$ | $D_{вт}$ | $D_{от}$ | КПД   | $M_{w1}$ | $M_{с2}$ |
|----------|-------|----------|----------|----------|-------|----------|----------|
| 1        | .4481 | .3779    | .2913    | .6500    | .8684 | .7411    | .7186    |
| 2        | .4481 | .3895    | .3204    | .7150    | .8735 | .7418    | .6845    |
| 3        | .4481 | .3980    | .3406    | .7601    | .8802 | .7288    | .6488    |
| 4        | .4481 | .4047    | .3560    | .7945    | .8880 | .7149    | .6132    |
| 5        | .4481 | .4103    | .3685    | .8224    | .8927 | .7081    | .5724    |
| 6        | .4481 | .4146    | .3782    | .8439    | .8922 | .7054    | .5260    |
| 7        | .4481 | .4181    | .3857    | .8608    | .8866 | .7034    | .4834    |
| 8        | .4481 | .4212    | .3924    | .8755    | .8806 | .7079    | .4391    |
| 9        | .4481 | .4236    | .3976    | .8873    | .8746 | .6978    | .4140    |

| $N_{ст}$ | $C_{1a}$ | $C_{2a}$ | $C_{1u}$ | $C_{2u}$ | $C_1$ | $C_2$ | $U_k$ |
|----------|----------|----------|----------|----------|-------|-------|-------|
| 1        | 170.0    | 169.0    | 95.18    | 172.1    | 194.8 | 241.2 | 320.0 |
| 2        | 168.0    | 166.5    | 88.12    | 171.7    | 189.7 | 239.2 | 320.0 |
| 3        | 165.0    | 163.0    | 84.16    | 170.3    | 185.2 | 235.8 | 320.0 |
| 4        | 161.0    | 159.0    | 79.41    | 168.0    | 179.5 | 231.3 | 320.0 |

## Продовження таблиці 1.9

|     |           |       |       |           |           |           |           |
|-----|-----------|-------|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 5   | 157.0     | 154.5 | 71.45 | 162.1     | 172.5     | 223.9     | 320.0     |
| 6   | 152.0     | 149.5 | 60.74 | 151.8     | 163.7     | 213.1     | 320.0     |
| 7   | 147.0     | 145.5 | 50.20 | 140.4     | 155.3     | 202.2     | 320.0     |
| 8   | 144.0     | 143.0 | 38.44 | 123.6     | 149.0     | 189.0     | 320.0     |
| 9   | 142.0     | 141.0 | 35.22 | 116.0     | 146.3     | 182.6     | 320.0     |
| Нст | Hz        | Rк    | a11   | a12       | be1       | be1л      | be2       |
| 1   | .2120E+05 | .5000 | 60.76 | 44.49     | 44.22     | 44.22     | 58.90     |
| 2   | .2320E+05 | .5300 | 62.32 | 44.12     | 41.45     | 41.45     | 56.67     |
| 3   | .2400E+05 | .5500 | 62.98 | 43.74     | 39.50     | 39.50     | 54.50     |
| 4   | .2470E+05 | .5700 | 63.75 | 43.42     | 37.52     | 37.52     | 52.29     |
| 5   | .2520E+05 | .6000 | 65.53 | 43.63     | 35.32     | 35.32     | 49.40     |
| 6   | .2520E+05 | .6400 | 68.22 | 44.56     | 32.86     | 32.86     | 45.78     |
| 7   | .2480E+05 | .6800 | 71.15 | 46.03     | 30.62     | 30.62     | 42.41     |
| 8   | .2325E+05 | .7300 | 75.05 | 49.16     | 28.77     | 28.77     | 38.77     |
| 9   | .2200E+05 | .7500 | 76.07 | 50.55     | 27.98     | 27.98     | 37.10     |
| Нст | Пст       | Нтк   | Сак   | Кг        | Кн        | U1        | U2        |
| 1   | 1.241     | .2095 | .5313 | 1.020     | .9880     | 269.9     | 274.0     |
| 2   | 1.248     | .2321 | .5250 | 1.022     | .9760     | 278.2     | 281.2     |
| 3   | 1.240     | .2431 | .5156 | 1.024     | .9640     | 284.2     | 286.6     |
| 4   | 1.231     | .2534 | .5031 | 1.026     | .9520     | 289.0     | 291.0     |
| 5   | 1.221     | .2618 | .4906 | 1.028     | .9400     | 293.0     | 294.5     |
| 6   | 1.207     | .2652 | .4750 | 1.031     | .9280     | 296.1     | 297.3     |
| 7   | 1.189     | .2644 | .4594 | 1.033     | .9160     | 298.6     | 299.6     |
| 8   | 1.165     | .2512 | .4500 | 1.035     | .9040     | 300.7     | 301.6     |
| 9   | 1.147     | .2387 | .4437 | 1.037     | .9000     | 302.5     | 302.5     |
| Нст | T2o       | T1    | T2    | P2o       | P3o       | P1        | P2        |
| 1   | 309.3     | 269.3 | 280.3 | .1244E+06 | .1220E+06 | .7635E+05 | .8822E+05 |
| 2   | 332.4     | 291.3 | 303.9 | .1553E+06 | .1522E+06 | .9897E+05 | .1135E+06 |
| 3   | 356.2     | 315.3 | 328.6 | .1924E+06 | .1886E+06 | .1265E+06 | .1450E+06 |
| 4   | 380.8     | 340.2 | 354.2 | .2370E+06 | .2323E+06 | .1605E+06 | .1839E+06 |
| 5   | 405.9     | 366.0 | 381.0 | .2895E+06 | .2837E+06 | .2021E+06 | .2318E+06 |
| 6   | 431.0     | 392.6 | 408.4 | .3493E+06 | .3423E+06 | .2524E+06 | .2893E+06 |
| 7   | 455.7     | 419.0 | 435.4 | .4154E+06 | .4071E+06 | .3101E+06 | .3540E+06 |
| 8   | 478.8     | 444.6 | 461.1 | .4842E+06 | .4745E+06 | .3736E+06 | .4241E+06 |
| 9   | 500.7     | 468.2 | 484.1 | .5554E+06 | .5443E+06 | .4385E+06 | .4936E+06 |
|     | Дкк       | Дск   | Двк   | Док       | Тк        | Рк        | Ск        |
|     | .4481     | .4257 | .4020 | .8970     | 491.0     | .5081E+06 | 140.0     |
|     | Пк =      | 5.538 | КПД = | .8549     | Лк =      | 213550.   |           |



Нижче представлені графіки розподілу  $C_a$  та  $H_z$  (рисунок 1.6);  $\eta_{СТ}^*$  та  $\rho_K$  (рисунок 1.7);  $C$ ,  $T$ ,  $T^*$ ,  $P$ ,  $P^*$  (рисунок 1.8), побудовані за значеннями з таблиці 1.9.

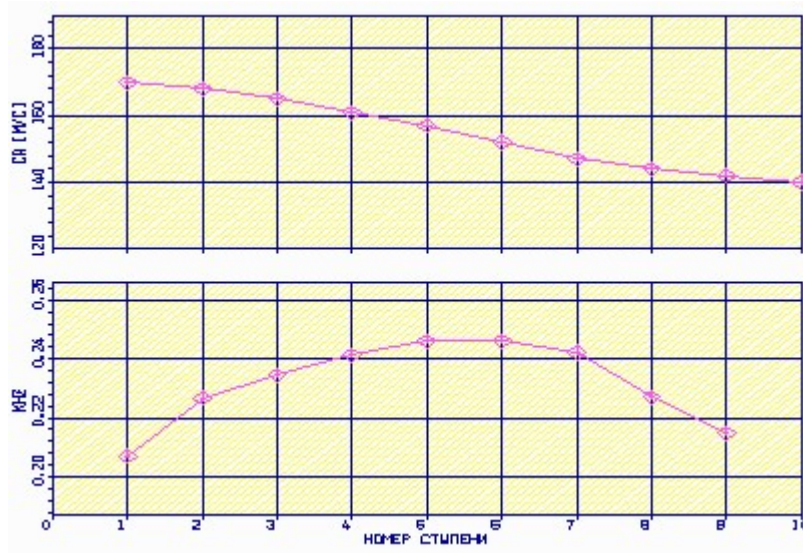


Рисунок 1.6 – Графік зміни осьової швидкості ( $C_a$ ) і напору ( $H_z$ ) за ступенями компресора

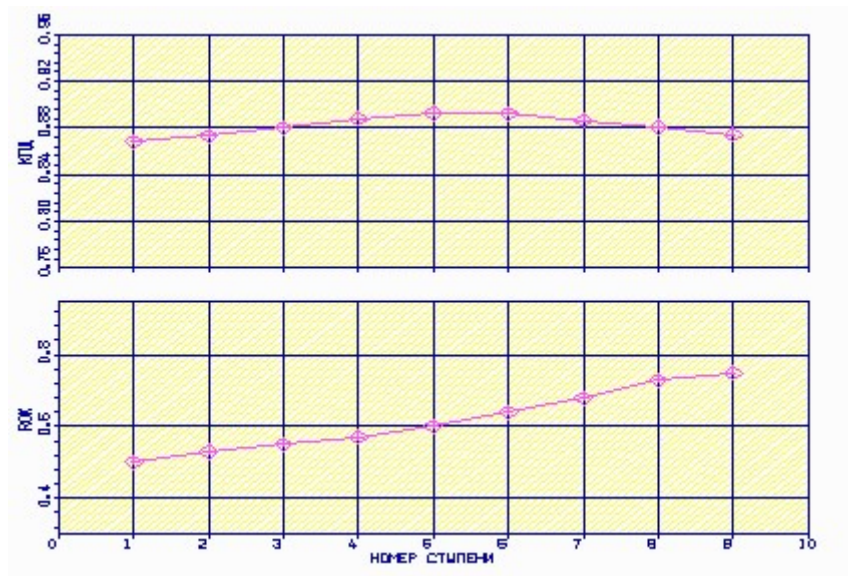


Рисунок 1.7 – Графік розподілу ККДі степені реактивності за ступенями компресора

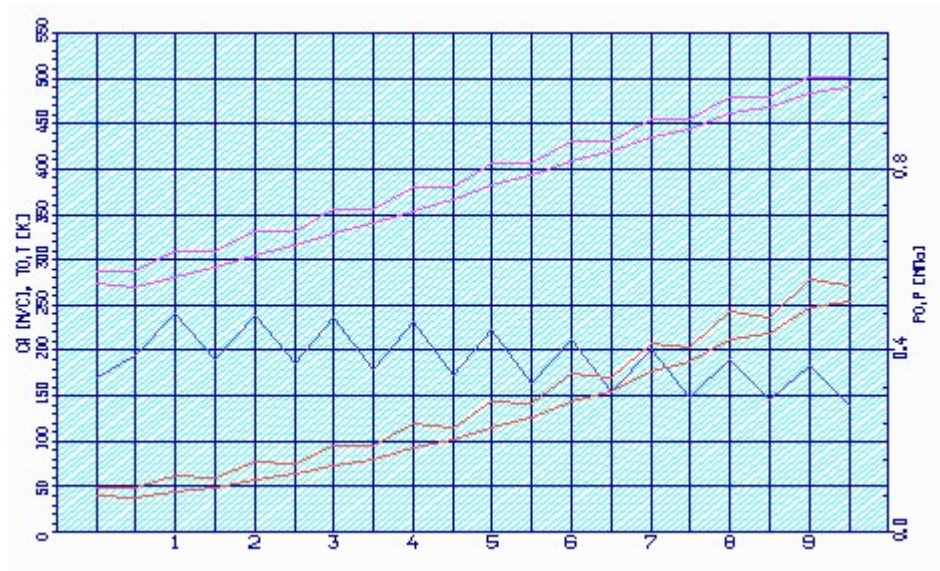


Рисунок 1.8 – Графік зміни параметрів  $T$ ,  $T^*$ ,  $P$ ,  $P^*$ ,  $C$  по проточній частині компресора

Аналізуючи отримані графіки розподілу витраченого напору за ступенями, бачимо, що напір розподілений раціонально. При розподілі робіт за ступенями компресора враховані особливості умов роботи перших і останніх ступенів.

Схему проточної частини компресора наведено на рис.1.9.

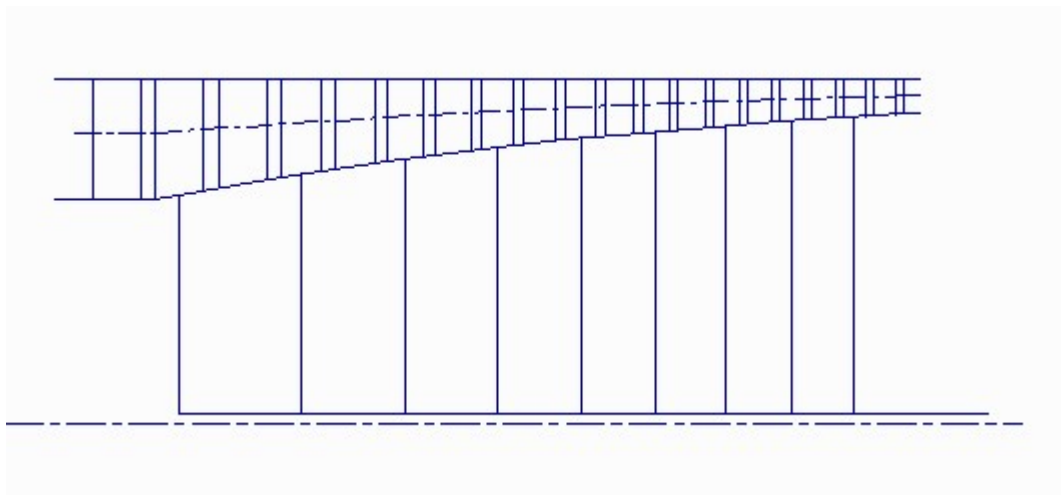


Рисунок 1.9 – Схема проточної частини компресора

На рисунках 1.10 –1.11 представлені плани швидкостей компресора для 9–ти ступенів.

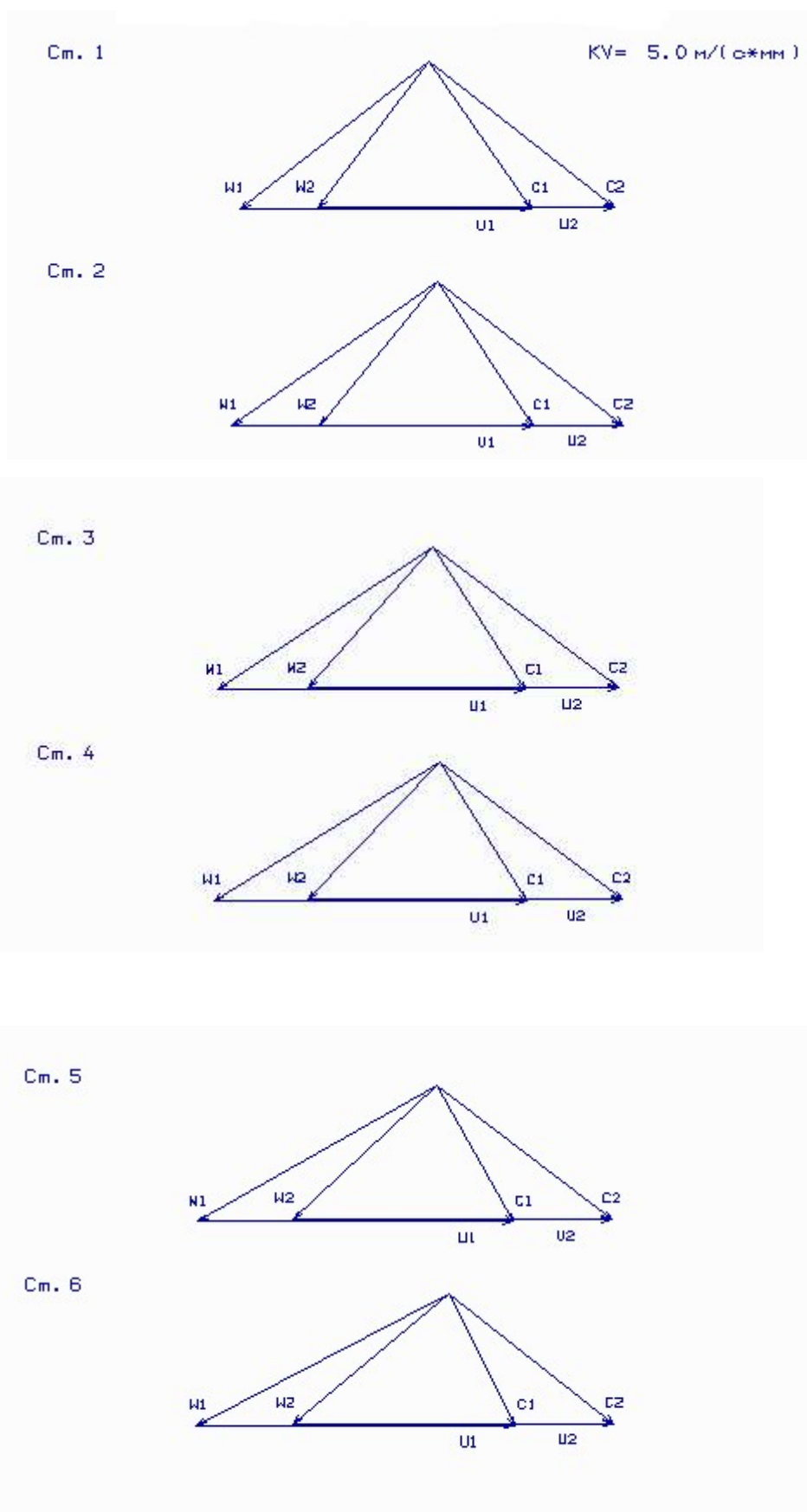


Рисунок 1.10 – Трикутники швидкостей ступені (1, 2,3,4,5,6) осевого компресора

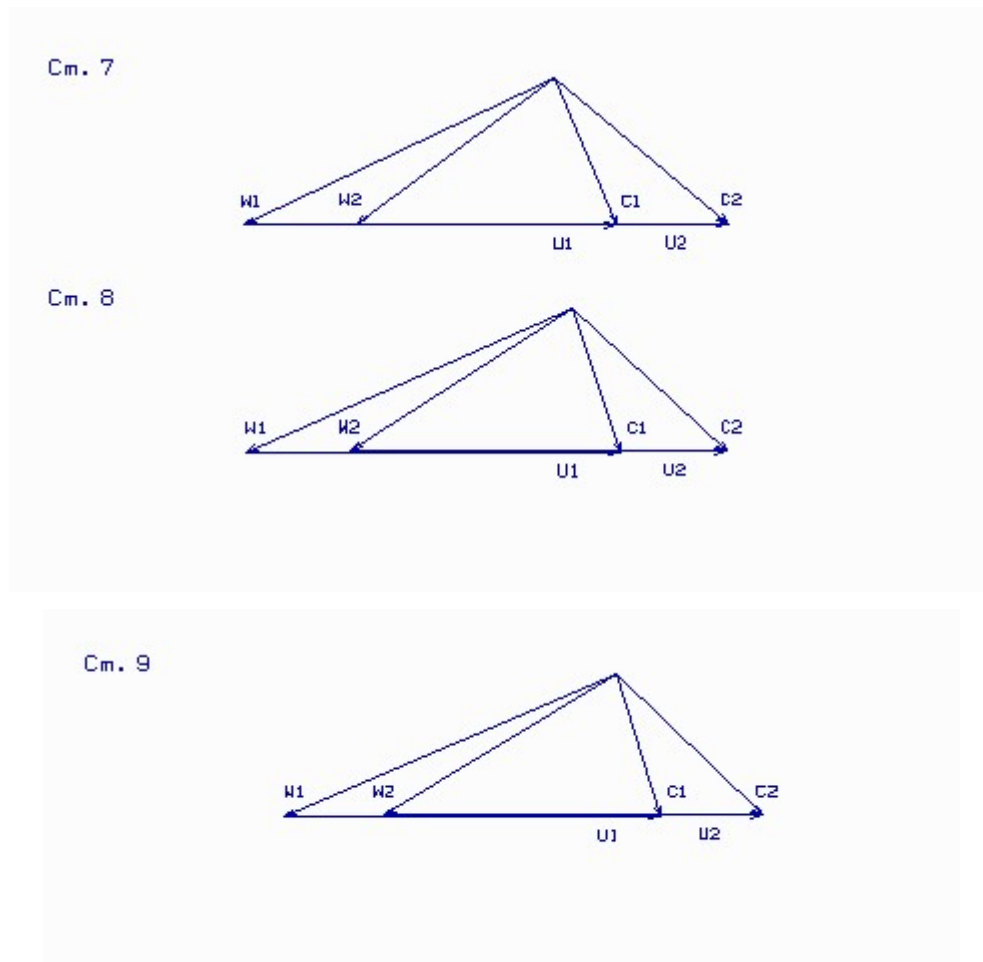


Рисунок 1.11 – Трикутники швидкостей ступені (7,8, 9) осьового компресора

В результаті розрахунку компресора з використанням ЕОМ дозволив отримати: геометричні параметри лопаткових вінців проточної частини компресора, зміни  $P$ ,  $P^*$ ,  $T$ ,  $T^*$  на середньому радіусі кожному ступені, а також роботу і ступінь підвищення тиску кожного ступеня. Крім того, були уточнені остаточні розміри проточної частини. Всі ці дані використовуються при проектуванні решіток профілів багатоступінчастого компресора.

На вживаних дозвукових ступенях закладене  $\sigma^* = 0,860,89$ . Це прийнятні значення і подальша робота по доведенню цих ступенів не викличе великих утруднень.

При розрахунку осьового компресора уточнюються параметри, отримані в узгодженні параметрів компресора і турбіни (частота обертання, діаметри на вході і на виході з компресора). Частоту обертання отримуємо  $n = 13637.4$  про/мін,  $D_{в1} = 0,2913$  м,  $D_{н1} = 0,4481$  м,  $D_{в2} = 0,4020$  м,  $D_{н2} = 0,4481$  м.

### 1.4.1 Газодинамічний розрахунок відцентрового компресора

Широке застосування компресорів з відцентровими сідцями в мало-розмірних авіаційних ГТД і допоміжних силових установках (ВСУ) обумовлено можливістю реалізації в таких ступенях досить великих при досягнутому порівняно високому рівні досконалості процесу стискування. Відцентровий компресор (ЦБК) має незначні осьові розміри, довговічний і надійний в роботі, простий у виготовленні і експлуатації, проте його ККД менше, ніж у осьового.

Незважаючи на недолік ЦБК - відносно великі діаметральні розміри, останнім часом розглядається застосування відцентрових ступенів в повнорозмірних двигунах.

Початковими даними для розрахунку є результати, отримані при виконанні термогазодинамічного розрахунку двигуна і при узгодженні параметрів компресора і турбіни в нім (з урахуванням розподілу робіт стискування між осьовою і відцентровою частиною ОЦК). Іншу частину початкових даних формуємо в результаті приведених нижче оцінних розрахунків.

Початкові дані:

$$T_{1cp}^* = 496\text{K}; P_{1cp} = 544281\text{Па}; P_{\kappa}^* = 1228600\text{Па}; U_1 = 320\text{м/с}; G_B = 15\text{кг/с}; \beta_{2л} = 60^\circ;$$

$$K = 1,4; R = 287\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Оцінюємо умови роботи колеса на вході:

1. Адіабатична робота стискування в ступені

$$H_s^* = C_p T_{1cp}^* (\pi_{cm}^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) = 126560 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); C_p = \frac{\kappa}{\kappa-1} R = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

2. Окружна швидкість на зовнішньому діаметрі колеса

$$U_2 = \sqrt{\frac{H_s^*}{H}} = 474,18\text{м/с};$$

3. Осьову складову у кінців лопаток НУК

$$C_{1a} = (0,25 \dots 0,35) U_2 = 142\text{м/с};$$

4. Відношення діаметрів  $D_1/D_2$  в ступені

$$D_1/D_2 = U_1/U_2 = 0,623$$

5. Кут закручування потоку у кінців лопатки НУК

$\alpha_1 = 70^\circ$  (виходячи з рекомендацій)

5. Втулке відношення  $\overline{d_1} = \overline{d_{ок}} = 0,897$ .

6. Число лопаток РК відцентрового колеса

Мінімальне число лопаток колеса, при якому не повинен відбуватися відрив потоку:

$$Z_0 = 2 \pi \frac{U_2}{C_{1a}} \sin^2 \beta_{2,l} = 15$$

Для набуття підвищеного значення коефіцієнта натиску зазвичай приймають:

$$Z = Z_0 + 4 \dots 8 = 23.$$

Газодинамічний розрахунок проводиться на ЕОМ за програмою СВК.EXE. Початкові дані і результат розрахунку відцентрового компресора приведені в таблицю. 1.10. Схема проточної частини ЦБК - рис. 1.12. Зміна  $Z$ ,  $C_r$ ,  $T^*$ ,  $T$ ,  $P^*$ ,  $P$  по перерізах - рис. 1.13. Трикутники швидкостей на вході і на виході з РК - рис. 1.14.

Таблиця 1.10

```

ГДР ЦБК                ДАТА  1. 0.40
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
NR(2) = 1    1
D(9) = .897  .623  320.00  70.00  60.00  142.00  70033.    33.  23.
P(10) = 1.40  287.0  15.00  496.0  544281.  1228600.  1.100  1.300  2.25  80.0

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

D1B = .3939   D1  = .4391   D2  = .6507   D3  = .7158   D4  = .9532   DK  = .9962
DBK = .9773   DOPT= .5029   B2  = .0123   B3  = .0123   B4  = .0123   НК  = .0095
ТЕТ =10.0    ZPK =23      ZD  =27      U1C =303.97   U1  =320.00   U2  =474.18
M1WC= .6508   M1W  = .7435   M2  = .7441   M3  = .4780   M4  = .1928   L2R  = .2688
AL1C= 69.03   AL1  = 70.00   AL2  = 19.38   AL3  = 22.20   AL4  = 39.68   МЮ  = .8483
C1UC= 54.41   C1U  = 51.68   BE1C= 29.64   BE1  = 27.89   C2R  =120.70   C2U  =343.15
C1AC=142.00   C1A  =142.00   C3   =240.83   C4   = 98.98   СК   = 80.00   T1OC=496.00
T1C  =484.49   T2O  =660.67   T2   =594.81   T3   =631.80   T4   =655.80   ТК   =657.49   P1OC=
544281.   P1C  = 501341.   P2O  =1301004.   P2   = 900838.   P3O  =1262282.

```



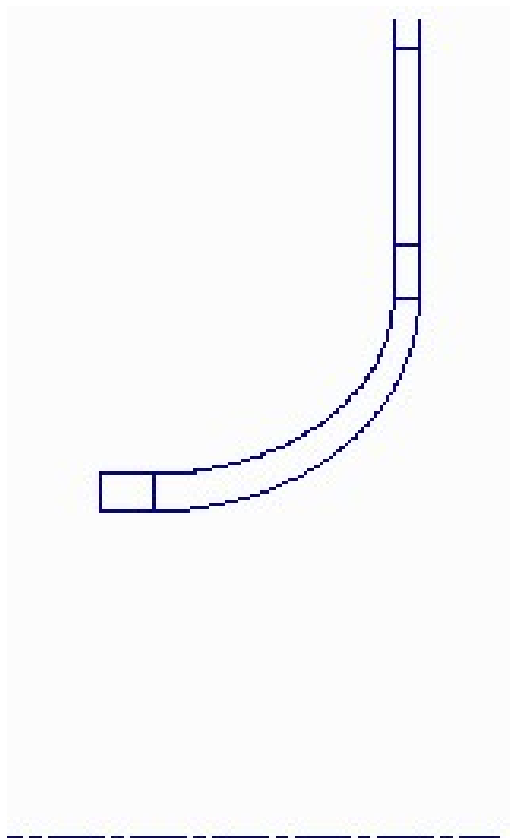


Рисунок. 1.12 Схема проточної частини ЦБК

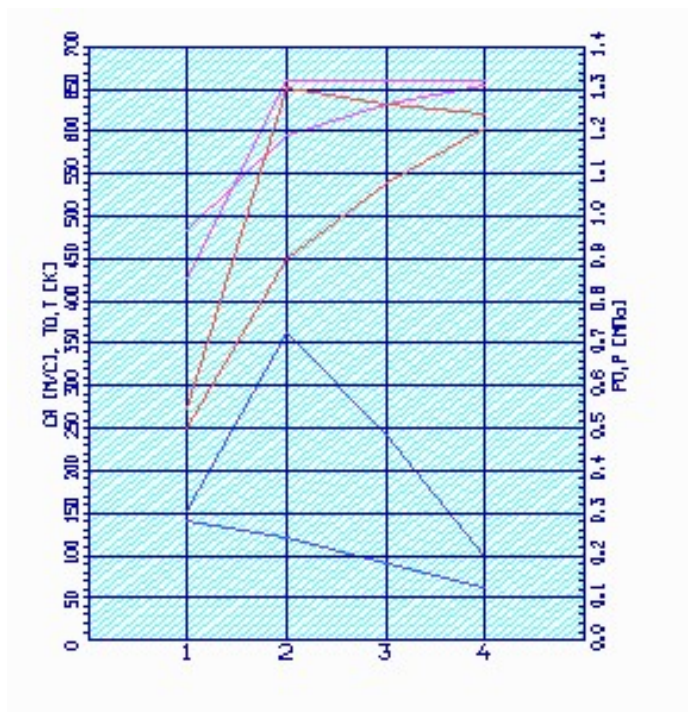


Рисунок. 1.13 Зміна  $Z$ ,  $C_r$ ,  $T^*$ ,  $T$ ,  $P^*$ ,  $P$  по перерізах

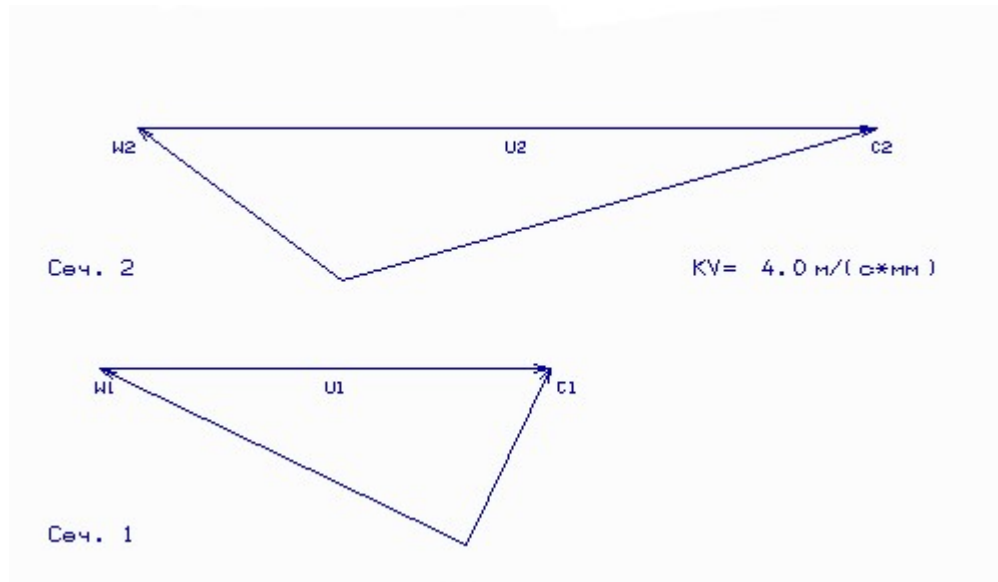


Рисунок.1.14 Трикутники швидкостей на вході і на виході з РК

В результаті розрахунку відцентрового компресора на ЕОМ отримуємо наступні дані:  $U_2=474,18 \text{ м/з}$ ,  $M_1w=0,7435$ ,  $M_3=0,4780$ , що задовольняють вимогам [4]:  $U_2 < 630 \text{ м/з}$ ;  $M_1w < 0,88$ ;  $M_3 < 0,94$ .

### 1.5 Газодинамічний розрахунок турбіни

Широке застосування осьових газових турбін в газотурбінних двигунах обумовлене передусім їх високою енергоємністю і економічністю. Саме ці переваги газових турбін разом з порівняльною простотою і надійністю і визначили домінуюче положення газотурбінних двигунів в авіації.

Сучасний стан теорії і практики проектування осьових газових турбін забезпечує можливість надійного визначення параметрів турбіни на розрахунковому режимі з достовірним обліком усіх видів втрат механічної енергії в її проточній частині. При цьому газодинамічний розрахунок дуже складений, тому його реалізація можлива при використанні ЕОМ [5].

Газодинамічний розрахунок багатоступінчастих турбін виконують при заданій формі її проточної частини. У нашому випадку турбіна з постійним середнім



діаметром, що підвищується. Оскільки основні початкові дані для розрахунку турбіни отримують в результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна і узгодження параметрів його машин лопаток, то до початку розрахунку проточна частина двигуна, а, отже, і проточна частина його турбіни вже відомі. Цей етап проектування полегшується правильним вибором прототипу.

Програма газодинамічного розрахунку турбіни призначена для виконання газодинамічного розрахунку по середньому радіусу багатоступінчастої газової турбіни.

Для розрахунку турбіни визначимо витрату газу через турбіну використовувши формулою [5]:

$$G_{\Gamma} = G_{\epsilon} (1 + q_m - G_{\text{омб}}), \text{ звідки } G_{\Gamma} = 14,3 \text{ кг/с.}$$

Для розрахунку турбіни проектованого двигуна потрібні наступні початкові дані [4]:

$$G_{\Gamma} = 14,3 \text{ кг/с} - \text{витрата газу};$$

$$T_{\Gamma}^* = 1260 \text{ K} - \text{температура газу перед турбіною};$$

$$P_{\Gamma}^* = 11,55 * 10^5 \text{ Па} - \text{тиск газу перед турбіною};$$

$$n_k = 13600 \text{ об/мин} - \text{частота обертання ротора компресора};$$

$$D_{\Gamma_{\text{ср}}} = 0,5 \text{ м} - \text{середній діаметр на вході в турбіну};$$

$$D_{T_{\text{ср}}} = 0,5 \text{ м} - \text{середній діаметр на виході з турбіни};$$

$$h_{\Gamma} = 0,024 \text{ м} - \text{висота лопатки на вході в турбіну};$$

$$h_T = 0,1 \text{ м} - \text{висота лопатки на виході з турбіни};$$

$$Z_{TK} = 3 - \text{кількість ступенів турбіни компресора};$$

$$P_T^* = 105840 \text{ Па} - \text{тиск газу за турбіною};$$

Потужність турбіни компресора можна визначити по такій формулі:

$$N_{TK} = \frac{L_R^* * G_B}{\eta_m} = \frac{374480 * 15}{0.99} = 8670 \text{ кВт}$$

$$L_k^* = L_{\text{ок}}^* + L_{\text{цбк}}^* = 213454 + 161026 = 374480 \text{ Дж.}$$

Розподіляємо потужність по ступенях турбіни компресора і з урахуванням завантаження в наступному виді:  $(\mu_z)_{TK} = 4,897$ ; - з узгодження параметрів компресора і турбіни. Приймаємо  $(\mu_z)_{T1} = 1,675$ ;  $(\mu_z)_{T2} = 1,717$ ;  $(\mu_z)_{T3} = 1,505$ ;

Набуваємо наступних значень потужностей :

$$N_1 = 1.675 * 8670 / 4,897 = 3090 \text{кВт};$$

$$N_2 = 1,717 * 8670 / 4,897 = 3040 \text{кВт};$$

$$N_3 = 8670 - (3090 + 3040) = 2540 \text{кВт};$$

Розрахунок проводиться з урахуванням рекомендацій [5].

Основні результати розрахунку турбіни на ЕОМ приведені в таблиці. 1.11, Зміна параметрів по ступенях представлена на рис.1.15. Схема проточної частини турбіни - рис.1.16. Трикутники швидкостей на середньому діаметрі приведені на рис.1.17.

Файл з результатами розрахунку блокованої турбіни представлений в таблиці 1.11.

Таблиця 1.11 – Результати газодинамічного розрахунку блокованої турбіни

| ГДР              | ГТ        | Дата 10. 2. 5 |            |           |       |          |          |
|------------------|-----------|---------------|------------|-----------|-------|----------|----------|
| Исходные данные: |           |               |            |           |       |          |          |
| 3                | 0         | 105840.       |            |           |       |          |          |
| 14.30            | 1260.     | .1155E+07     | 690.0      | .5000E-02 | .6000 | .8000    |          |
| .8000            | .5000E-01 | .1100         |            |           |       |          |          |
| KГ=1.319         |           | RГ= 290.0     | CГГ=1198.3 |           |       |          |          |
| Схема печати:    |           |               |            |           |       |          |          |
| Dc1              | Dc2       | h1            | h2         | Cmca      | Cmpk  | n        |          |
| N                | Lcт*      | Πi*           | Πi         | КПД       | ro    | ro1      | T1w*     |
| U1               | C1        | C1a           | C1u        | alf1      | be1   | L1       | L1w      |
| U2               | C2        | C2a           | C2u        | alf2      | be2   | L2       | L2w      |
| T1               | T1*       | P1            | P1*        | T2        | T2*   | P2       | P2*      |
| G1               | G2        | sca           | bca        | alfu      | tca   | fI       | Zca      |
| Pu               | Pa        | spk           | bpk        | beu       | tpk   | psi      | Zpk      |
| Tлca             | Tлрк      | sigm          |            |           |       |          |          |
| Ncт= 1           |           |               |            |           |       |          |          |
| .500             | .500      | .240E-01      | .280E-01   | .120      | .160  | .136E+05 |          |
| .309E+04         | .216E+06  | 2.08          | 2.23       | .879      | .320  | .265     | .115E+04 |
| 356.             | 569.      | 182.          | 539.       | 18.7      | 44.9  | .883     | .419     |
| 356.             | 206.      | 193.          | -69.7      | 70.2      | 24.4  | .344     | .758     |

## Продовження таблиці 1.11

|  |          |          |          |          |          |          |          |
|--|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| .112E+04   | .126E+04 | .679E+06 | .109E+07 | .106E+04 | .108E+04 | .518E+06 | .554E+06 |
| 14.3   | 14.3     | .301E-01 | .494E-01 | 37.6     | .425E-01 | .941     | 37       |
| .871E+04   | .267E+04 | .208E-01 | .233E-01 | 63.3     | .189E-01 | .958     | 83       |
| .126E+04   | .110E+04 | 78.5     |          |          |          |          |          |
| NCT= 2   |          |          |          |          |          |          |          |
| .500   | .500     | .440E-01 | .560E-01 | .120     | .140     | .136E+05 |          |
| .304E+04   | .213E+06 | 2.30     | 2.48     | .900     | .320     | .212     | 977.     |
| 356.   | 561.     | 187.     | 529.     | 19.5     | 47.2     | .940     | .449     |
| 356.   | 200.     | 187.     | -69.3    | 69.7     | 23.7     | .365     | .819     |
| 949.   | .108E+04 | .304E+06 | .520E+06 | 888.     | 905.     | .223E+06 | .241E+06 |
| 14.3   | 14.3     | .298E-01 | .439E-01 | 42.8     | .321E-01 | .948     | 49       |
| .856E+04   | .140E+04 | .208E-01 | .239E-01 | 60.6     | .199E-01 | .964     | 79       |
| .108E+04   | 927.     | 144.     |          |          |          |          |          |
| NCT= 3   |          |          |          |          |          |          |          |
| .500   | .500     | .800E-01 | .100     | .120     | .140     | .136E+05 |          |
| .254E+04   | .178E+06 | 2.28     | 2.50     | .908     | .320     | .107     | 815.     |
| 356.   | 519.     | 198.     | 480.     | 22.5     | 58.0     | .951     | .451     |
| 356.   | 204.     | 203.     | -19.5    | 84.5     | 28.3     | .407     | .823     |
| 792.   | 905.     | .132E+06 | .228E+06 | 741.     | 758.     | .963E+05 | .106E+06 |
| 14.3   | 14.3     | .293E-01 | .418E-01 | 44.4     | .296E-01 | .956     | 53       |
| .714E+04   | .137E+04 | .208E-01 | .253E-01 | 55.5     | .221E-01 | .968     | 71       |
| 905.   | 765.     | 262.     |          |          |          |          |          |
| TГО=1260.0 PГО= .1155E+07 CГ=120.9 TГ=1253.9 PГ= .1132E+07 |          |          |          |          |          |          |          |
| D1c= .500 h1= .0240  |          |          |          |          |          |          |          |

Схема проточної частини турбіни показана на рисунку 1.15. Розподіл параметрів по ступеням турбіни показано на рисунках 1.16, 1.17. Трикутники швидкостей турбіни показані на рисунках 1.18.

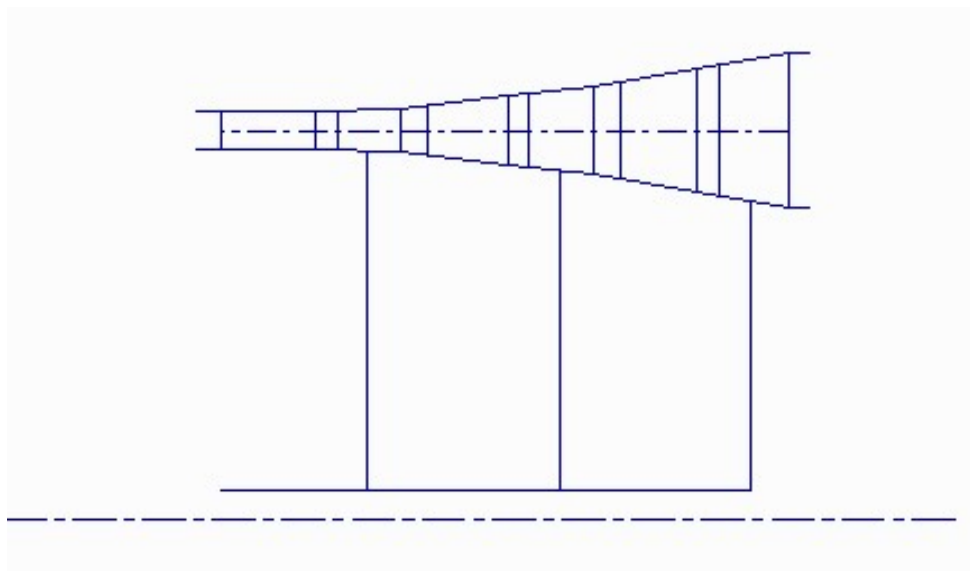


Рисунок 1.15 - Схема проточної частини турбіни

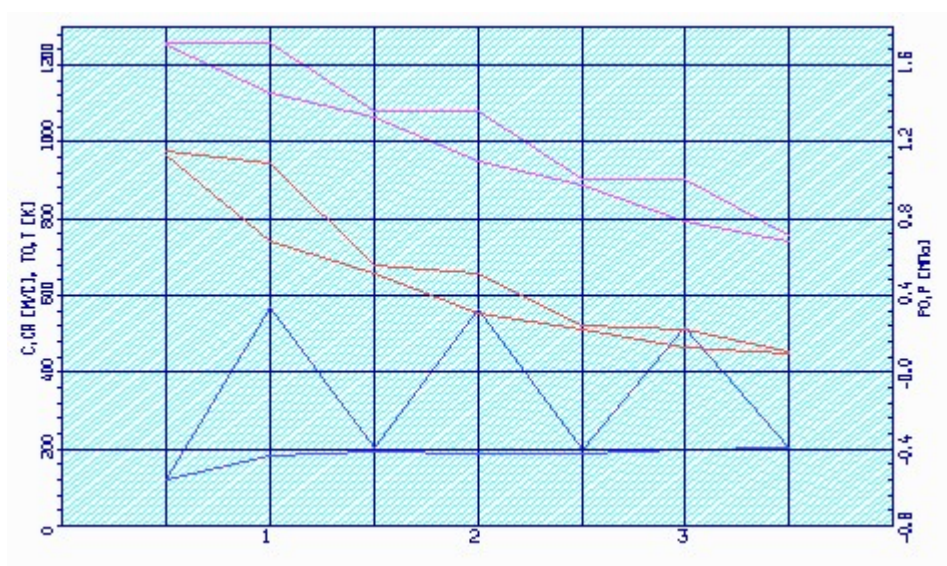


Рисунок 1.16 – Розподіл  $C$ ,  $C_a$ ,  $T^*$ ,  $T$ ,  $P^*$  і  $P$  по ступеням турбіни

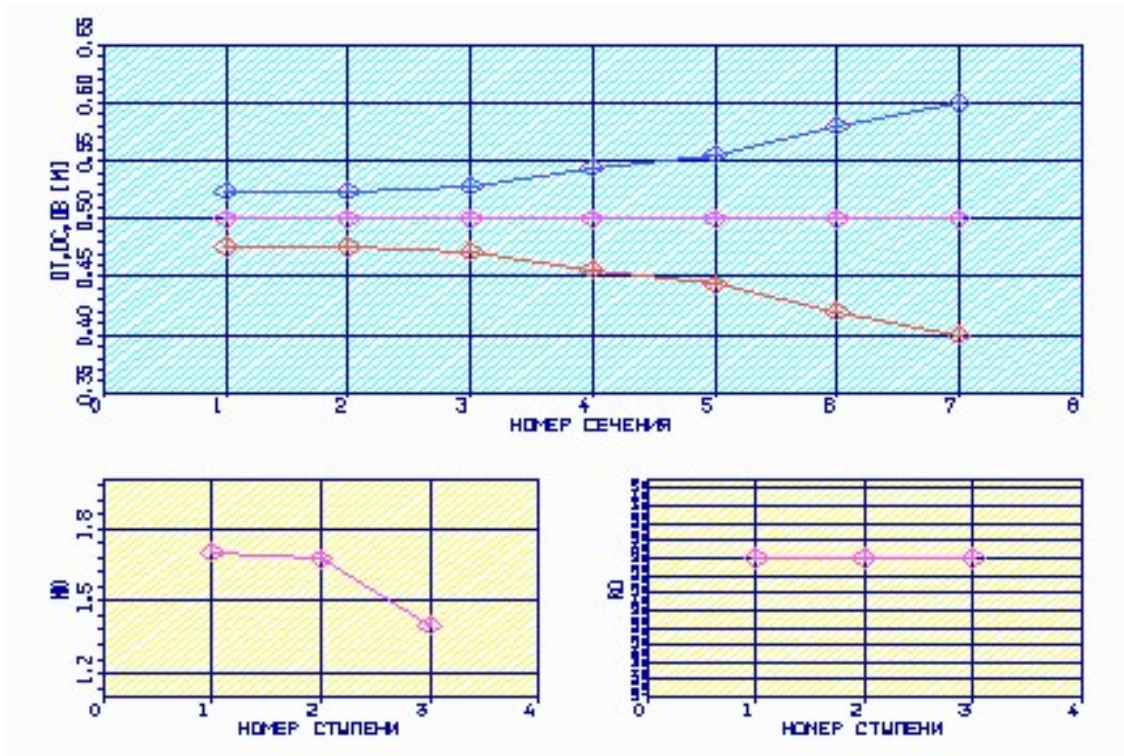


Рисунок 1.17 – Розподіл  $D_{вт}$ ,  $D_{ср}$ ,  $D_{к}$ ,  $\mu$  і  $\rho_t$  по ступеням турбіни

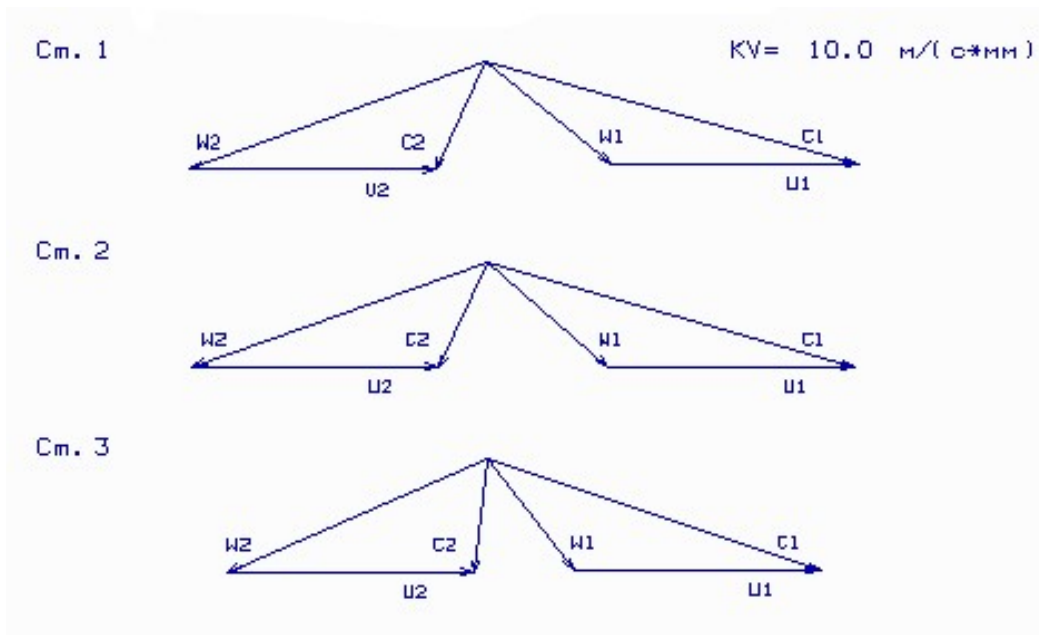


Рисунок 1.18 Трикутники швидкостей ступенів турбіни

Файл з результатами розрахунку з вільною турбіною представлений в таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 – Результати газодинамічного розрахунку вільної турбіни

| Dc1        | Dc2      | h1        | h2       | Cmca      | Cmрк     | n         |          |
|------------|----------|-----------|----------|-----------|----------|-----------|----------|
| N          | Lст*     | Πi*       | Πi       | КПД       | ro       | ro1       | T1w*     |
| U1         | C1       | C1a       | C1u      | alf1      | be1      | L1        | L1w      |
| U2         | C2       | C2a       | C2u      | alf2      | be2      | L2        | L2w      |
| T1         | T1*      | P1        | P1*      | T2        | T2*      | P2        | P2*      |
| G1         | G2       | sca       | bca      | alfu      | tca      | fI        | Zca      |
| Pu         | Pa       | спк       | брк      | beu       | трк      | psi       | Zрк      |
| Tлса       | Tлрк     | sigm      |          |           |          |           |          |
| Nст= 1     |          |           |          |           |          |           |          |
| .500       | .500     | .240E-01  | .280E-01 | .120      | .160     | .136E+05  |          |
| .309E+04   | .216E+06 | 2.08      | 2.23     | .879      | .320     | .265      | .115E+04 |
| 356.       | 569.     | 182.      | 539.     | 18.7      | 44.9     | .883      | .419     |
| 356.       | 206.     | 193.      | -69.7    | 70.2      | 24.4     | .344      | .758     |
| .112E+04   | .126E+04 | .679E+06  | .109E+07 | .106E+04  | .108E+04 | .518E+06  | .554E+06 |
| 14.3       | 14.3     | .301E-01  | .494E-01 | 37.6      | .425E-01 | .941      | 37       |
| .871E+04   | .267E+04 | .208E-01  | .233E-01 | 63.3      | .189E-01 | .958      | 83       |
| .126E+04   | .110E+04 | 78.5      |          |           |          |           |          |
| Nст= 2     |          |           |          |           |          |           |          |
| .500       | .500     | .440E-01  | .560E-01 | .120      | .140     | .136E+05  |          |
| .304E+04   | .213E+06 | 2.30      | 2.48     | .900      | .160     | .212      | 977.     |
| 356.       | 561.     | 187.      | 529.     | 19.5      | 47.2     | .940      | .449     |
| 356.       | 200.     | 187.      | -69.3    | 69.7      | 23.7     | .365      | .819     |
| 949.       | .108E+04 | .304E+06  | .520E+06 | 888.      | 905.     | .223E+06  | .241E+06 |
| 14.3       | 14.3     | .298E-01  | .439E-01 | 42.8      | .321E-01 | .948      | 49       |
| .856E+04   | .140E+04 | .208E-01  | .239E-01 | 60.6      | .199E-01 | .964      | 79       |
| .108E+04   | 927.     | 144.      |          |           |          |           |          |
| Nст= 3     |          |           |          |           |          |           |          |
| .500       | .500     | .800E-01  | .100     | .120      | .140     | .136E+05  |          |
| .254E+04   | .178E+06 | 2.28      | 2.50     | .908      | .134     | .107      | 815.     |
| 356.       | 519.     | 198.      | 480.     | 22.5      | 58.0     | .951      | .451     |
| 356.       | 204.     | 203.      | -19.5    | 84.5      | 28.3     | .407      | .823     |
| 792.       | 905.     | .132E+06  | .228E+06 | 741.      | 758.     | .963E+05  | .106E+06 |
| 14.3       | 14.3     | .293E-01  | .418E-01 | 44.4      | .296E-01 | .956      | 53       |
| .714E+04   | .137E+04 | .208E-01  | .253E-01 | 55.5      | .221E-01 | .968      | 71       |
| 905.       | 765.     | 262.      |          |           |          |           |          |
| Tго=1260.0 | Pго=     | .1155E+07 | Cг=120.9 | Tг=1253.9 | Pг=      | .1132E+07 |          |
| D1c= .500  | h1=      | .0240     |          |           |          |           |          |

Схема проточної частини турбіни показана на рисунку 1.19. Розподіл параметрів по ступеням турбіни показано на рисунках 1.20, 1.21. Трикутники швидкостей турбіни показані на рисунках 1.22.

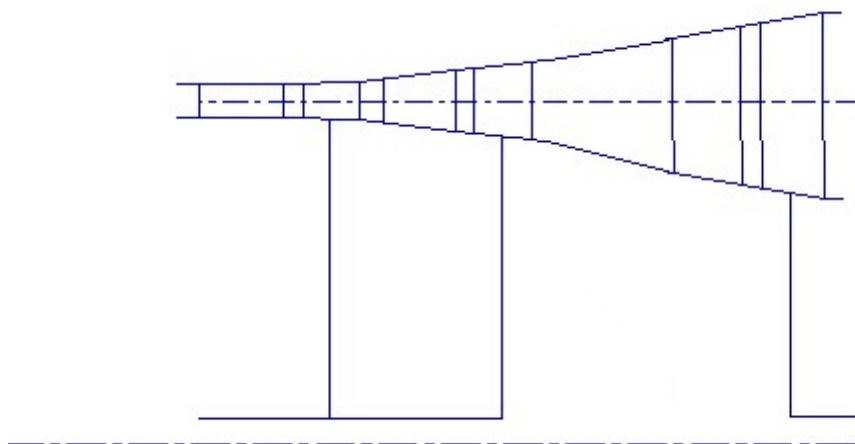


Рисунок 1.19 - Схема проточної частини турбіни

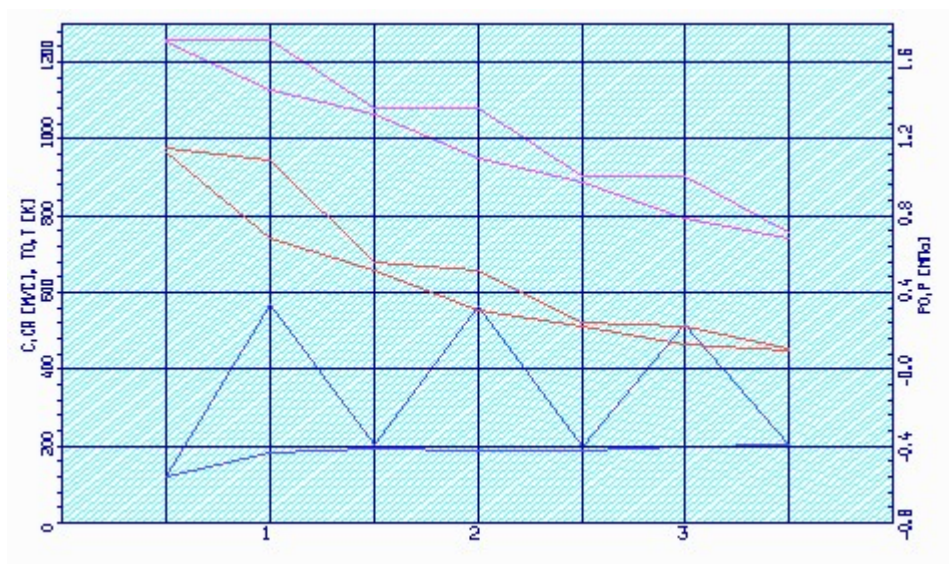


Рисунок 1.20 – Розподіл  $C$ ,  $C_a$ ,  $T^*$ ,  $T$ ,  $P^*$  і  $P$  по ступеням турбіни



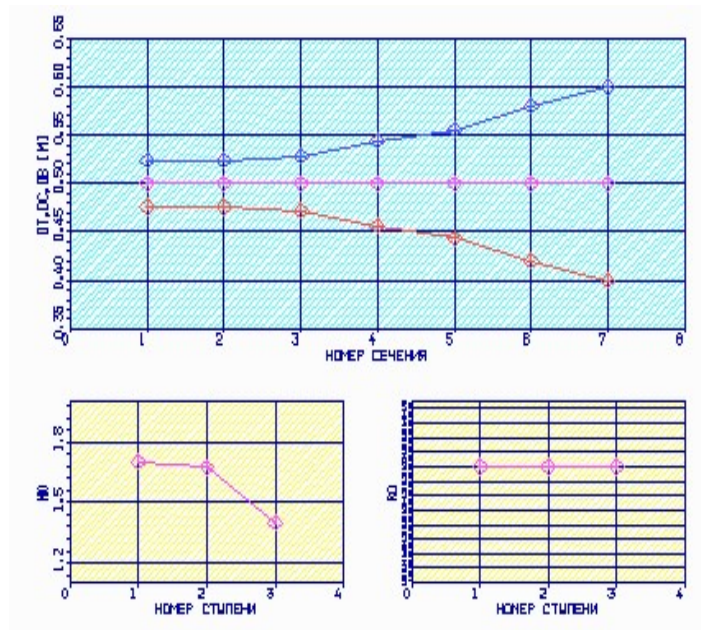


Рисунок 1.21 – Розподіл  $D_{BT}$ ,  $D_{CP}$ ,  $D_K$ ,  $\mu$  і  $\rho_T$  по ступеням турбіни

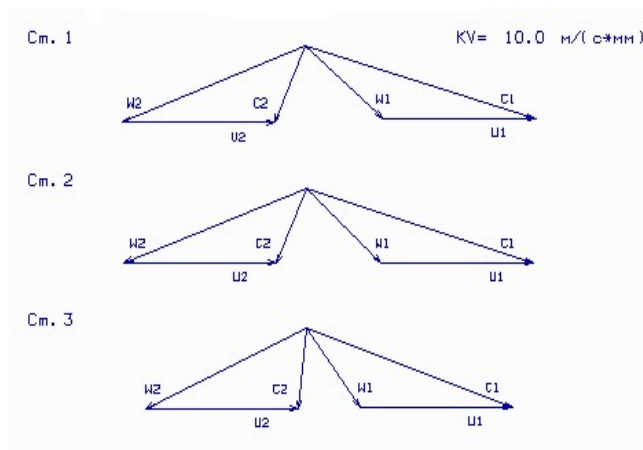


Рисунок 1.22 Трикутники швидкостей ступенів турбіни

Міра реактивності ступенів авіаційних газових турбін  $\rho_T = 0,2,0,45$  [5]. Вибір міри реактивності робить істотне вплив на розподіл параметрів в турбінному ступені і її ККД. Для багато-ступінчастої турбіни зазвичай  $\rho_T = 0,3,0,36$  [5]. Вибираємо  $\rho_T = 0,32$ .

Величина кута потоку в абсолютному русі на виході з робочого колеса ступеня зазвичай лежить в межах від  $\alpha_2 \geq 50 \dots 60^\circ$  до  $\alpha_2 = 70 \dots 90^\circ$  для сильно навантажених ступенів [5].

Температура неохолоджуваних лопаток соплового апарату (СА) дорівнює температурі загальмованого потоку в СА, а температура втулкових перерізів



неохолоджуваних робочих коліс (РК) менше температури загальмованого потоку у відносному русі внаслідок відведення тепла через замок в диск, тобто для лопаток

$$CA : T_{Л} \approx T_0^*, \text{ а для лопаток РК : } T_{Л} = T_W^* - (50 \dots 100), \text{ при ; } T_W^* = T_2^* + \frac{0.5 + \bar{C}_{2U}}{C_{pГ}} U_2^2;$$

$\bar{C}_{2U} = |C_{2U}| |U_2|$  - абсолютна величина відносного закручування потоку на виході з РК.

$\bar{C}_{2U} = 0.0, 25$ . Великі значення відповідають більше навантаженим східцям з меншими значеннями  $\alpha_2$ . Таким чином отримуємо температуру лопатки на першому ступені:

$$T_{Л CA} = 1260\text{К}, \text{ а } T_{Л РК} = 1100\text{К}.$$

Розподіл ККД по ступенях ТУРБИНИ отримано таким чином:  $\eta_{т1} = 0,879$ ,  $\eta_{т2} = 0,9$ ,  $\eta_{т3} = 0,908$ . Кут потоку в абсолютному русі на виході з РК ( $\square 2$ ) останній ступеню турбіни близький до 90 град:  $\alpha_2 = 84,90$ .

## 1.6 Висновки по розділу

Результатом виконання розрахунково-теоретичної частини цієї роботи є термогазодинамічний розрахунок двигуна, узгодження параметрів компресора і турбіни, розрахунок осецентричного компресора, розрахунок турбіни і розрахунок грат профілів робочого колеса першого ступеня турбіни.

З результатів термогазодинамічного розрахунку двигуна (рис. 1.23 - рис. 1.24) видно, що із зростанням  $T_{Г}^*$  питома потужність  $N_{e уд}$  зростає, а питома витрата  $C_{e уд}$  зменшується. Вибрали основні параметри циклу :  $T_{Г}^* = 1260\text{К}$  і  $\pi_{к}^* = 12.5$ , при цьому отримали питому потужність  $N_{e уд} = 196.1 \text{ кВтс/кг}$ , питома витрата палива  $C_e = 0,2604 \text{ кг/кВтгч}$ .

За результатами узгодження параметрів компресора і турбіни отримані параметри в осьовому компресорі:  $\pi_{к}^* = 5,538$  і частота обертання  $n_k = 14001$  про/мін; у відцентровому компресорі:  $\pi_{к}^* = 2,257$  і частота обертання  $n_k = 14001$

про/хв. Коефіцієнт навантаження для турбіни  $\mu_T = 4,897$ . При розрахунку осьового компресора частота обертання буде дещо уточнена.

В результаті розрахунку осьового компресора на ЕОМ були отримані геометричні параметри по ступенях, зміни  $P$ ,  $P^*$ , Тонни, Тонна\* на середньому радіусі кожного ступеня, а також робота і міра підвищення тиску кожного ступеня. Діаметри на вході в перший ступінь компресора :  $D_{нар.} = 0,4481\text{м}$ ,  $D_{вт} = 0,2913\text{м}$ ; міра підвищення тиску  $\pi_k^* = 5,538$ ; частота обертання  $n_k = 13637,4$  про/мін, число ступенів :  $ZK = 9$ .

В результаті розрахунку відцентрового компресора на ЕОМ були отримані наступні дані:  $U_2 = 474,18\text{м/с}$ ,  $M_{1w} = 0,7435$ ,  $M_3 = 0,4780$ , що задовольняють вимогам [4]:  $U_2 \leq 630\text{м/с}$ ;  $M_{1w} < 0,88$ ;  $M_3 < 0,94$ .

В результаті розрахунку триступінчатої турбіни отриманий розподіл ККД по ступенях таким чином:  $\eta_{T1} = 0.879$ ,  $\eta_{T2} = 0.9$ ,  $\eta_{T3} = 0.908$ . Кут потоку в абсолютному русі на виході з РК ( $\alpha_2$ ) останнього ступеня турбіни близький до 90 град.

В ході розрахунку грат профілів робочого колеса першого ступеня турбіни, узявши закон сукання потоку  $\alpha_1 = const$ ,  $\beta_2 = const$ , отримали значення основних кінематичних і геометричних параметрів профілів в п'яти перерізах. Аналіз результатів розрахунку показав, що грати профілів забезпечують заданий енергообмін ступеня і не перевищують рівня втрат, допустимого в ступенях турбіни. Отриманий профіль має достатню товщину і діаметр вихідної кромки.

## 2 НАУКОВО–ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1 Дослідження дросельної характеристики одновального ГТУ з блокованою турбіною і з вільною турбіною

Мета розділу. Дослідити дросельну характеристику ГТД для енергоустановки за заданих умов роботи і вибраної програми регулювання. Проаналізувати вплив різних способів регулювання компресора ГТД на основні дані і параметри двигуна.

Порядок виконання роботи Для розрахунку і побудови дросельної характеристики скористаємося комп'ютерною програмою - mgtu2.dat. Ця програма дозволяє проводити математичне моделювання характеристик двохвальних ГТД. В якості початкових даних для моделювання дросельної характеристики Д049 вибираємо наступні параметри: NT (2) / nt1, nt2 / nt1 - ідентифікатор схеми ГТУ, nt1=1 - без проміжного підігрівання nt2 - ідентифікатор режиму роботи програми, nt2=1 - нерозрахункові режими роботи ГТУ NR (4) / nr1, nr2, nr3, nr4 / nr1 - число блоків, nr1= 2 nr2 - число режимів у блоці, nr2 = 8, nr3 - загальне число режимів, nr3 = 16 nr4 - ознака виведення на друк характеристики компресора, 2 - не виводиться. NK (2) / nk1, nk2 / nk1, nk2 - ознаки регулювання компресорів низького і високого тиску, 0 - нерегульований NМК - номер моделі компресорів, 1 - апроксимація NQ - ознака формування значень незалежних змінних першого режиму блоку, 0 - розрахункові значень IDT - ідентифікатор палива, 2 - природний газ NL - число проміжних режимів ( між базовими ) при раса перехідний процес, NL=10 IКН - число ізодромний на виводиться характеристика компресор низький тиск ( КНД ), IКН = 6 IКВ - число ізодромний на виводиться характеристика компресор тиск (КВД ), IКВ = 5 NP (16) / nr1, nr2...,nrі...,nr16 / - масив кодів програм (законів) регулювання, 230x16 Масив значень параметрів двигуна на розрахунковому режимі роботи : Gвр - масова витрата повітря на вході в двигун, Gвр = 33,0 кг/з Нр - розрахункова висота польоту в км, Нр =0 Мнр - розрахункове число Маха польоту, Мнр =0 Пкр\* - міра

підвищення повного тиску в компресорі,  $P_{кр}^* = 19,31$   $\eta_{кр}$  - розрахункове значення ККД усього компресора,  $\eta_{кр} = 0,846$   $\eta_{кндр}$  - розрахунковий значення ККД КНД,  $\eta_{кндр} = 0,875$   $T_{гр}^*$  - розрахунковий значення повний температура на вихід з основний камера згорання в до,  $T_{гр}^* = 1489$ К  $r_{ср}$  - швидкість витікання на зріз вихідний насадка,  $r_{ср} = 80$  м/с  $L_{кр}$  - розподіл загальний робота компресор між каскад,  $L_{кр} = L_{кндр} / L_{кр}$ ,  $L_{кр} = 0,390$   $DH2(9) / N_{твдр}^*$ ,  $L_{утвдр}$ ,  $Z_{твд}$ ,  $N_{тндр}^*$ ,  $L_{утндр}$ ,  $Z_{тнд}$ ,  $N_{тср}^*$ ,  $L_{утср}$ ,  $Z_{тс}$  /

ТВД

$\eta_{твдр}^*$  - ККД за загальмованими параметрами турбіни високого,  $\eta_{твдр}^* = 0,884$   
 $\lambda_{утвдр}$  - розрахункове значення приведеної окружної швидкості на середньому діаметрі ТВД,  $\lambda_{утвдр} = 0,648$

$$\lambda_{утвдр} = \frac{u_{срт}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{вх}^*}} = \frac{431,6}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,31}{1,31+1} \cdot 290 \cdot 1480}} = 0,648$$

$Z_{твд}$  - число ступеней ТВД,  $Z_{твд} = 3$

ТНД

$\eta_{тндр}^*$ , - ККД за загальмованими параметрами турбіни низького тиску,  $\eta_{тндр}^* = 0,915$   
 $\lambda_{утндр}$  - розрахункове значення приведеної окружної швидкості на середньому діаметрі ТНД,  $\lambda_{утндр} = 0,569$

$$\lambda_{утндр} = \frac{u_{срт}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{вх}^*}} = \frac{347,3}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,31}{1,31+1} \cdot 290 \cdot 1220}} = 0,569$$

$Z_{тнд}$  - число ступеней ТНД,  $Z_{тнд} = 0$

ТС

$\eta_{тср}^*$  - КПД по заторможенним параметрам свободной турбіни (ТС),  $\eta_{тср}^* = 0,901$

$\lambda_{утср}$  - расчетное значения приведенной окружной скорости на среднем диаметре ТС,  $\lambda_{утср} = 0,384$

$$\lambda_{утср} = \frac{u_{срт}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{вх}^*}} = \frac{235,5}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,31}{1,31+1} \cdot 290 \cdot 1070}} = 0,384$$

$Z_{TC}$  - число ступеней ТС,  $Z_{TC} = 0$

$BH(12) / S_{ВХ}, N_{ред}, S_{КС}, N_{Г}, N_{мвд}, N_{мнд}, S_{КСД}, S_{ГКСД}, N_{ГД}, S_{РН}, P_c, S_{НВ} / -$

$\sigma_{ВХ}, \sigma_{КС}$  - коэффициенты восстановления полного давления во входном устройстве и в основной камере сгорания,  $\sigma_{ВХ}=0,98, \sigma_{КС}=0,942$

$S_{КСД}, S_{ГКСД}$  - коэффициенты восстановления полного давления в дополнительной камере сгорания (включенной и выключенной),  $S_{КСД}=1, S_{ГКСД}=1$

$\lambda_{Г}$  - коэффициенты полноты сгорания в основной  $\lambda_{Г}=0,99$

$\eta_{ред}$  - КПД редуктора,  $\eta_{ред} = 1$

$\eta_{мвд}, \eta_{мнд}$  - механические КПД роторов ВД и НД,  $\eta_{мвд}=0,99, \eta_{мнд}=0,985$

$S_{РН}, S_{НВ}$  - коэффициенты восстановления полного давления в реактив насадке и в переходном канале между КНД и КВД,  $S_{РН}=1, S_{НВ}=0,975$

$P_c$  - коэффициент полноты расширения в реактивном насадке, для ГТД равен 1.

$DGT(6) / d_{Готбр}, d_{Гперр}, d_{Гохл1р}, d_{Гохл2р}, d_{Гохл3р}, d_{Тнр} / -$  массив включает значения  $dG$  и значение  $dT$  на расчетном режиме ГТУ отбор воздуха за КВД на самолетные нужды, перепуск воздуха за КНД, отбор воздуха за КВД для охлаждения ТВД,ТНД и ТС и отклонение температуры на входе в двигатель от ее значения, соответствующего стандартной атмосфере.  $G_{отбр}=0,04 ; G_{охл1р} = 0,0420, G_{охл2р}=150$

$WP(3) / w_{вр}, w_{нр}, w_{ср} / -$  массив расчетных значений частот вращения роторов

$n_{ТВД} = 14883,6$  об / мин.

$n_{ТНД} = 11737,3$  об / мин.

$n_{ТС} = 4800$  об / мин.

$H_U$  - низшая теплотворная способность топлива,  $H_U = 16,2$  Дж / кг

$L_O$  - стехиометрический коэффициент,  $L_O = 0,48 \cdot 10^8$

Исследуем режимы частичной мощности ГТД, осуществляя дросселирование двигателя по программе

$$n_{ГГ} = \text{var},$$

$$F_{РН} = \text{const}.$$

Розрахунок проводимо відповідно до учебним посібника. Результати розрахунку моделювання дросельної характеристики Д049 на ЕОМ указани в таблицях 2.1, 2.2

Таблица 2.1 результаты розрахунку ГВД

ММ ГТД-1          Дата 25. 2. 8

NT= 3 0 NR= 1 7 7 2 NK=0 NQ=0 NMK=1 NL=10 IK=9

DH1= 32.10 .00 .000 7.25 .881 1220.0 120.0 1.000

DH2= .910 .614 3.000 .917 .918 2.000

BH= .990 .957 .985 .985 1.000 .980 1.000 1.000

DGT= .010 .000 .030 .000 .000 GDBY= .0000

WP= 14320.0 .0 HU= .4300E+08 LO=14.800

| N | H  | MH   | NP  | R1    | R2    | R3    | RGOT | RGPR | RG01 | RG02 | DDT |
|---|----|------|-----|-------|-------|-------|------|------|------|------|-----|
| 1 | .0 | .000 | 123 | 1.030 | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0  |
| 2 | .0 | .000 | 123 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0  |
| 3 | .0 | .000 | 123 | .950  | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0  |
| 4 | .0 | .000 | 123 | .900  | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0  |
| 5 | .0 | .000 | 123 | .850  | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0  |
| 6 | .0 | .000 | 123 | .800  | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0  |
| 7 | .0 | .000 | 123 | .750  | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0  |

RWC=1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000

\* \* \*

## ХАРАКТЕРИСТИКА ГТД

СХЕМА ПЕЧАТИ:    NE          NEY          CE          ТК          ТГ          ТТК          ТС

                  П          ПП          GBП          ПК          НК          МКР          DKU

                  ГТ          АКС          GB          ПТК          NTK          LC          FC

                  ТВ          РВ          ПС          ПТС          NTC          МКС          X1

                  КПД          НЕЭ          СЕЭ          РЭ          СУЭ          КПДЭ

\* \* \*

|   |        |           |           |           |           |       |       |
|---|--------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------|-------|
| 1 | H= .00 | Mπ= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Pr=123    |       |       |
|   | 7760.  | 242.1     | .2904     | 533.1     | 1257.     | 835.9 | 835.9 |
|   | 1.000  | 1.000     | 32.05     | 7.354     | .8807     | 8902. | .2013 |
|   | 2254.  | 3.320     | 32.05     | 6.748     | .9039     | .2365 | .7547 |
|   | 288.1  | .1003E+06 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000 | 1.018 |
|   | .2883  | 8087.     | .2787     | .1213E+06 | .1858E-01 | .3004 |       |
| 2 | H= .00 | Mπ= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Pr=123    |       |       |
|   | 7347.  | 228.9     | .2905     | 530.8     | 1220.     | 809.3 | 809.3 |
|   | 1.000  | 1.000     | 32.10     | 7.250     | .8807     | 8634. | .2205 |
|   | 2135.  | 3.512     | 32.10     | 6.660     | .9088     | .2324 | .7570 |
|   | 288.1  | .1003E+06 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000 | .9993 |
|   | .2882  | 7664.     | .2785     | .1150E+06 | .1857E-01 | .3006 |       |
| 3 | H= .00 | Mπ= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Pr=123    |       |       |
|   | 6578.  | 204.4     | .2964     | 526.9     | 1159.     | 767.6 | 767.6 |
|   | 1.000  | 1.000     | 32.18     | 7.072     | .8805     | 8140. | .2543 |
|   | 1949.  | 3.855     | 32.18     | 6.505     | .9124     | .2273 | .7548 |
|   | 288.1  | .1003E+06 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000 | .9685 |

## Продовження таблиці 2.1

|   |        |           |           |           |           |       |       |
|---|--------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------|-------|
|   | .2825  | 6880.     | .2833     | .1032E+06 | .1889E-01 | .2955 |       |
| 4 | H= .00 | Mп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пp=123    |       |       |
|   | 5804.  | 180.0     | .3050     | 522.9     | 1098.     | 726.3 | 726.3 |
|   | 1.000  | 1.000     | 32.25     | 6.887     | .8798     | 7639. | .2907 |
|   | 1770.  | 4.254     | 32.25     | 6.345     | .9154     | .2209 | .7555 |
|   | 288.1  | .1003E+06 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000 | .9370 |
|   | .2745  | 6091.     | .2906     | .9136E+05 | .1937E-01 | .2881 |       |
| 5 | H= .00 | Mп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пp=123    |       |       |
|   | 5024.  | 155.5     | .3178     | 518.8     | 1037.     | 685.6 | 685.6 |
|   | 1.000  | 1.000     | 32.31     | 6.695     | .8782     | 7133. | .3301 |
|   | 1597.  | 4.725     | 32.31     | 6.177     | .9179     | .2149 | .7547 |
|   | 288.1  | .1003E+06 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000 | .9048 |
|   | .2635  | 5295.     | .3015     | .7943E+05 | .2010E-01 | .2777 |       |
| 6 | H= .00 | Mп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пp=123    |       |       |
|   | 4241.  | 131.1     | .3369     | 514.8     | 976.0     | 645.5 | 645.5 |
|   | 1.000  | 1.000     | 32.35     | 6.495     | .8755     | 6623. | .3730 |
|   | 1429.  | 5.288     | 32.35     | 6.002     | .9196     | .2081 | .7553 |
|   | 288.1  | .1003E+06 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000 | .8718 |
|   | .2485  | 4496.     | .3178     | .6744E+05 | .2118E-01 | .2635 |       |
| 7 | H= .00 | Mп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пp=123    |       |       |
|   | 3456.  | 106.7     | .3673     | 510.8     | 915.0     | 606.0 | 606.0 |
|   | 1.000  | 1.000     | 32.38     | 6.286     | .8714     | 6111. | .4200 |
|   | 1269.  | 5.959     | 32.38     | 5.817     | .9205     | .2019 | .7531 |
|   | 288.1  | .1003E+06 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000 | .8378 |
|   | .2280  | 3695.     | .3434     | .5543E+05 | .2290E-01 | .2438 |       |

\* \* \*

## Таблиця 2.2 результати розрахунку ТВаД

|          |         |               |         |           |           |        |       |       |      |      |     |
|----------|---------|---------------|---------|-----------|-----------|--------|-------|-------|------|------|-----|
| MM ГТД-1 |         | Дата 25. 2. 8 |         |           |           |        |       |       |      |      |     |
| NT=      | 2 1     | NR=           | 1 7 7 2 | NK=0      | NQ=0      | NMK=1  | NL=10 | IK=9  |      |      |     |
| DH1=     | 32.10   | .00           | .000    | 7.25      | .881      | 1220.0 | 120.0 | 1.000 |      |      |     |
| DH2=     | .910    | .614          | 1.000   | .917      | .918      | 2.000  |       |       |      |      |     |
| BH=      | .990    | .957          | .985    | .985      | 1.000     | .980   | 1.000 | 1.000 |      |      |     |
| DGT=     | .010    | .000          | .030    | .000      | .000      | GDBY=  | .0000 |       |      |      |     |
| WP=      | 14000.0 | 5540.0        | HU=     | .4300E+08 | LO=14.800 |        |       |       |      |      |     |
| N        | H       | MH            | NP      | R1        | R2        | R3     | RGOT  | RGPR  | RG01 | RG02 | DDT |
| 1        | .0      | .000          | 230     | 1.030     | 1.000     | 1.000  | .010  | .000  | .030 | .000 | .0  |
| 2        | .0      | .000          | 230     | 1.000     | 1.000     | 1.000  | .010  | .000  | .030 | .000 | .0  |
| 3        | .0      | .000          | 230     | .950      | 1.000     | 1.000  | .010  | .000  | .030 | .000 | .0  |

## Продовження таблиці 2.2

|   |    |      |     |      |       |       |      |      |      |      |    |
|---|----|------|-----|------|-------|-------|------|------|------|------|----|
| 4   | .0 | .000 | 230 | .900 | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0 |
| 5   | .0 | .000 | 230 | .850 | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0 |
| 6   | .0 | .000 | 230 | .800 | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0 |
| 7   | .0 | .000 | 230 | .750 | 1.000 | 1.000 | .010 | .000 | .030 | .000 | .0 |
| RWC=1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 |    |      |     |      |       |       |      |      |      |      |    |

\* \* \*

## ХАРАКТЕРИСТИКА ГТД

| СХЕМА ПЕЧАТИ: | NE     | NEY       | CE        | TK        | TГ        | ТТК       | TC    |
|---------------|--------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------|
|               | П      | ПП        | GBП       | ПК        | NK        | МКР       | DKU   |
|               | GT     | AKC       | GB        | ПТК       | NTK       | LC        | FC    |
|               | ТВ     | PВ        | ПC        | ПТС       | NTC       | МКС       | X1    |
|               | КПД    | NEЭ       | CEЭ       | PЭ        | СУЭ       | КПДЭ      |       |
| 1             | H= .00 | MП= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Pr=230    |           |       |
|               | 8624.  | 259.4     | .2824     | 545.6     | 1294.     | 1071.     | 853.1 |
|               | 1.030  | 1.030     | 33.24     | 7.745     | .8664     | 4802.     | .2413 |
|               | 2436.  | 3.187     | 33.24     | 2.400     | .9092     | .2503     | .6836 |
|               | 288.1  | .1003E+06 | 1.000     | 2.905     | .9039     | .1517E+05 | 1.041 |
|               | .2964  | 8956.     | .2720     | .1343E+06 | .1813E-01 | .3078     |       |
| 2             | H= .00 | MП= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Pr=230    |           |       |
|               | 7519.  | 234.3     | .2852     | 531.0     | 1223.     | 1010.     | 810.3 |
|               | 1.000  | 1.000     | 32.10     | 7.259     | .8807     | 4504.     | .2188 |
|               | 2145.  | 3.495     | 32.10     | 2.403     | .9087     | .2337     | .6853 |
|               | 288.1  | .1003E+06 | 1.000     | 2.732     | .9151     | .1323E+05 | 1.001 |
|               | .2935  | 7809.     | .2746     | .1171E+06 | .1831E-01 | .3049     |       |
| 3             | H= .00 | MП= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Pr=230    |           |       |
|               | 5847.  | 195.1     | .3008     | 510.3     | 1125.     | 926.4     | 756.3 |
|               | .9500  | .9500     | 29.96     | 6.485     | .8922     | 4049.     | .1869 |
|               | 1759.  | 3.978     | 29.96     | 2.407     | .9061     | .2084     | .6853 |
|               | 288.1  | .1003E+06 | 1.000     | 2.452     | .9240     | .1028E+05 | .9396 |
|               | .2783  | 6078.     | .2894     | .9117E+05 | .1929E-01 | .2893     |       |
| 4             | H= .00 | MП= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Pr=230    |           |       |
|               | 4423.  | 161.3     | .3293     | 492.6     | 1051.     | 865.4     | 722.5 |
|               | .9000  | .9000     | 27.42     | 5.728     | .8883     | 3599.     | .1546 |
|               | 1457.  | 4.396     | 27.42     | 2.389     | .9020     | .1840     | .6860 |
|               | 288.1  | .1003E+06 | 1.000     | 2.194     | .9234     | 7780.     | .8850 |
|               | .2542  | 4603.     | .3164     | .6905E+05 | .2110E-01 | .2646     |       |
| 5             | H= .00 | MП= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Pr=230    |           |       |
|               | 3303.  | 134.4     | .3732     | 477.4     | 1006.     | 831.7     | 711.4 |
|               | .8500  | .8500     | 24.57     | 5.016     | .8686     | 3162.     | .1093 |



## Продовження таблиці 2.2

|   |        |           |           |           |           |       |           |
|---|--------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------|-----------|
|   | 1233.  | 4.655     | 24.57     | 2.335     | .8960     | .1617 | .6852     |
|   | 288.1  | .1003E+06 | 1.000     | 1.974     | .9150     | 5810. | .8388     |
|   | .2243  | 3442.     | .3581     | .5164E+05 | .2387E-01 | .2238 |           |
| 6 | H= .00 | Mп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=230    |       |           |
|   | 2351.  | 109.8     | .4459     | 463.4     | 979.0     | 817.1 | 718.3     |
|   | .8000  | .8000     | 21.42     | 4.312     | .8312     | 2711. | .0873     |
|   | 1048.  | 4.771     | 21.42     | 2.248     | .8886     | .1401 | .6833     |
|   | 288.1  | .1003E+06 | 1.000     | 1.770     | .8947     | 4136. | .7937     |
|   | .1878  | 2455.     | .4270     | .3683E+05 | .2846E-01 | .1961 |           |
| 7 | H= .00 | Mп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=230    |       |           |
|   | 1500.  | 83.53     | .5881     | 448.3     | 966.7     | 818.4 | 743.0     |
|   | .7500  | .7500     | 17.95     | 3.593     | .7741     | 2216. | .5476E-01 |
|   | 882.0  | 4.753     | 17.95     | 2.118     | .8814     | .1175 | .6842     |
|   | 288.1  | .1003E+06 | 1.000     | 1.570     | .8474     | 2638. | .7411     |
|   | .1424  | 1573.     | .5607     | .2360E+05 | .3738E-01 | .1493 |           |

\* \* \*

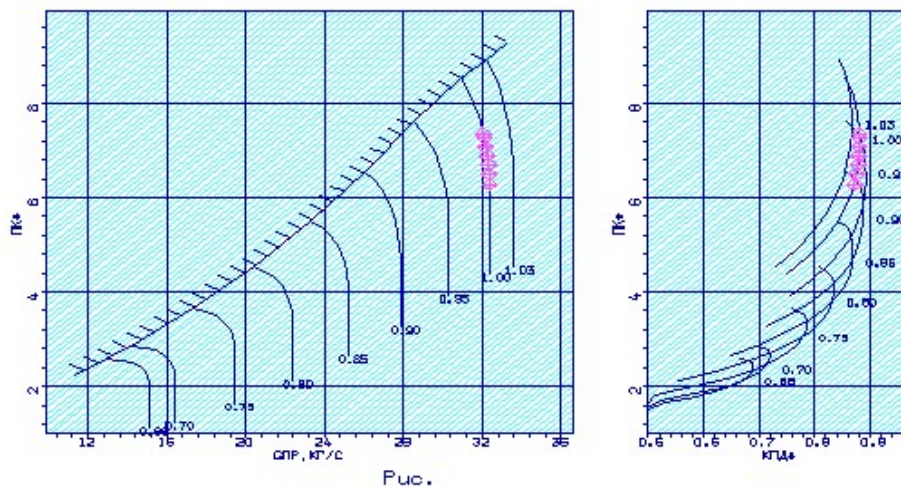


Рисунок 2.1- Характеристика компресора високого тиску ТВД.

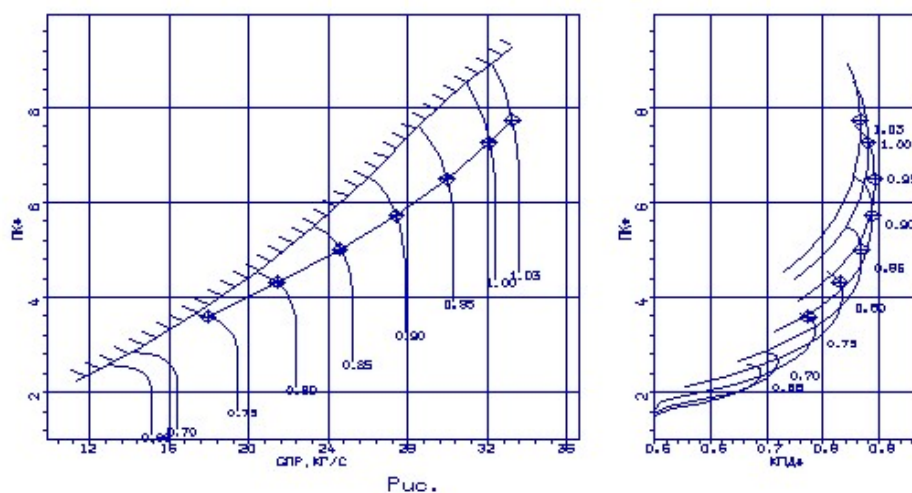


Рисунок 2.2- Характеристика компресора високого тиску ТВаД.

## 2.2 Порівняння залежностей ТВД і ТВаД

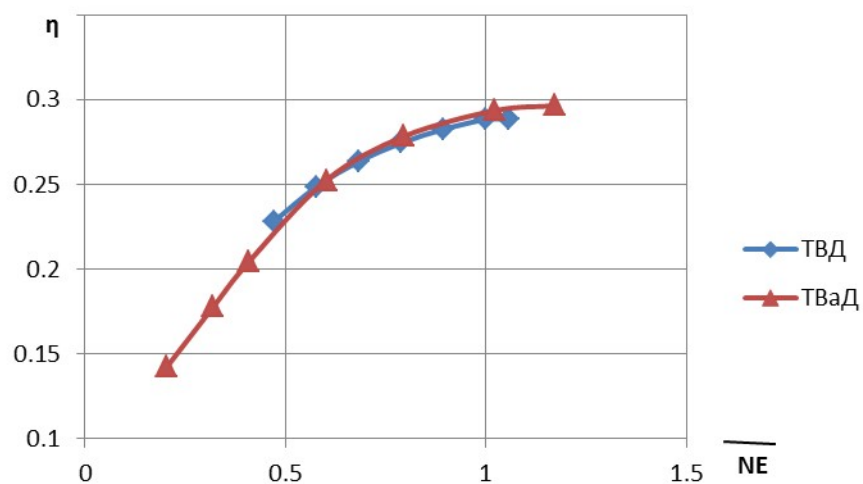


Рисунок 2.3 Залежність ефективного ККД від потужності

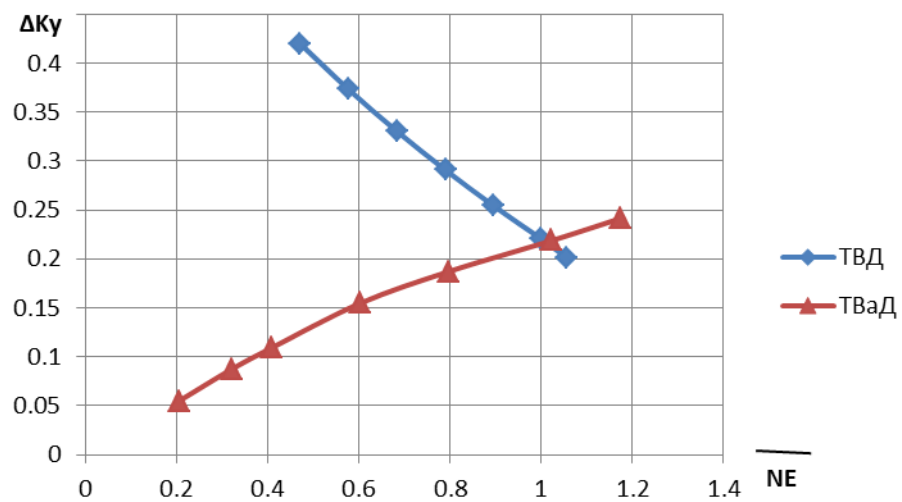


Рисунок 2.4 Залежність коефіцієнта запасу від потужності

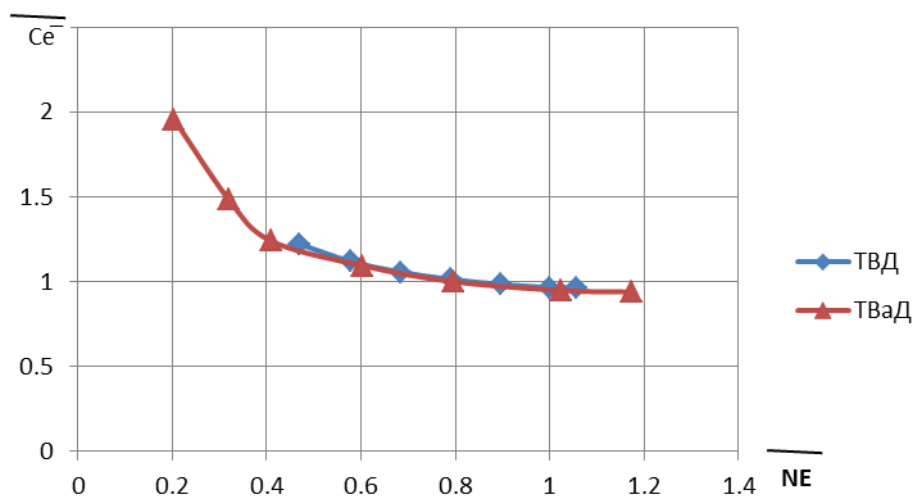


Рисунок 2.5 Залежність відносної витрати палива від потужності

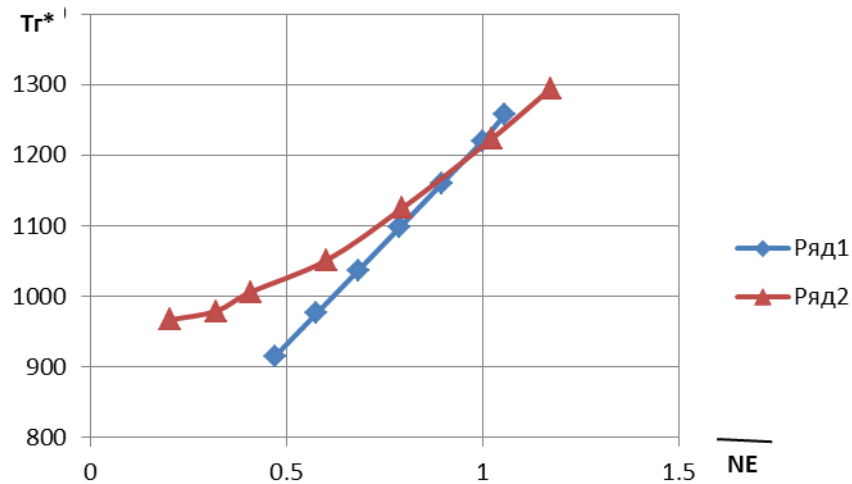


Рисунок 2.6 Залежність температури газу від потужності

Зі збільшенням  $T_n$  приведена частота  $n_{пр}$  зменшується; отже, робоча точка на характеристиках компресора зміщується вліво вниз, знижуються параметри, що характеризують положення робочої точки:  $\pi_{до}^*$  і  $q$  (лв). Відповідно знижуються тиск  $p_i^*$  в різних перерізах двигуна і приведена витрата повітря  $G_{в пр}$ . Із зростанням температури довілля потужність ГТД падає, у зв'язку з падінням витрати повітря  $G_{в}$  і питомій потужності  $Ne$  уд

$$\downarrow N_e = \downarrow N_{e, уд} \cdot \downarrow G_{в}$$

У свою чергу  $G_{в пр}$  знижується у зв'язку зі зменшенням щільності повітря

$$:\downarrow G_{в} = \downarrow \rho \cdot F_a \cdot C_a,$$

$$\downarrow \rho = \frac{P_n}{R \cdot \uparrow T_n}.$$

Питома витрата палива  $Se$  при цій системі регулювання із зростанням  $T_n$  зростає оскільки

$$\uparrow C_e = 3600 \cdot \frac{\downarrow G_T}{\downarrow N_e}.$$

Загальний ККД ГТД  $\eta_e$  із зростанням температури довілля знижується, у зв'язку зі зниженням потужності

$$\downarrow \eta_e = \frac{\downarrow N_e}{G_T \cdot H_u}$$

где  $H_u = \text{const}$ .

Проаналізуємо зміну моменту  $M_{вд}$ , що крутить, при збільшенні температури навколишнього повітря, вважаючи, що  $L_{твд}^* \approx L_{квд}^*$  і що температура газу перед турбіною зберігається постійною:  $T_{н\uparrow}$  при  $T_{г}^* = \text{const}$ :  $T_{твд}^* = \text{const}$ ,  $L_{твд}^* = \text{const}$  оскільки  $L_{твд}^* = C_p (T_{г}^* - T_{твд}^*)$ ,  $\pi_{твд}^* = \text{const}$ , оскільки  $q (\lambda_{сатнд}) = 1$ . Т.е. із-за того що наступний ступінь після РК ТВД замкнутий, надзвукова швидкість в СА ТНД не дає можливості підвищення  $\pi_{твд}^*$ .  $L_{нд}^* = \text{const}$ ,  $T_{г}^* = \text{const} \rightarrow L_{кнд}^* = \text{const}$ ,  $\pi_{кнд}^* \downarrow$ ,  $T_{кнд}^* \uparrow \rightarrow L_{квд}^* = \text{const}$ ,  $\pi_{квд}^* \downarrow$ ,  $T_{к}^*$ . В результаті зміна моменту, що крутить, буде заздрість від зміни витрати повітря, міри підвищення тиску КВД і КНД і оборотів ВД і НД :

$$\downarrow M_{кр\ вд} = \frac{N_{квд}}{\omega_{вд}} = \frac{30 \cdot L_{квд}^* \cdot \downarrow G_{в\ квд}}{\pi \cdot n_{вд}},$$

$$\downarrow M_{кр\ нд} = \frac{N_{кнд}}{\omega_{нд}} = \frac{30 \cdot L_{кнд}^* \cdot \downarrow G_{в\ кнд}}{\pi \cdot \downarrow n_{нд}}.$$

Момент, що крутить, на турбіні силовий також зменшується, але в цьому випадку він залежить лише від зниження потужності ( $\pi_{тс} = \text{const}$ ) :  $\downarrow M_{кр\ тс} = \frac{\downarrow N_e}{\omega_{тс}}$

Другий блок: 1  $\rightarrow$  3,  $T_B = 15 \dots -30^\circ \text{C}$  ( $N_e = \text{const}$ )

Зі зниженням  $T_n$  приведена частота нпр збільшується; отже робоча точка на характеристиках компресора зміщується управо, в область великих витрат повітря. Для здійснення програми регулювання  $N_e = \text{const}$ , при збільшенні витрати повітря, необхідно зменшувати витрату палива  $G_T$ , що приведе до зниження питомої витрати

$$\text{палива} : \downarrow C_e = 3600 \cdot \frac{\downarrow G_T}{N_e}.$$

Зменшення  $G_T$  безпосередньо спричиняє за собою зменшення  $T_{г^*}$  і збільшення ККД ГТД:

$$\uparrow \eta_e = \frac{N_e}{\downarrow G_T \cdot H_u}$$

Зниження питомої потужності обумовлене програмою регулювання:

$$\downarrow N_{e, yd} = \frac{N}{\uparrow G_s}.$$

Моменти КВД і КНД, що крутять, залежатимуть від збільшення нпр:

$$\downarrow M_{кр\ в\delta} = \frac{N_{кв\delta}}{\omega_{в\delta}} = \frac{30 \cdot \downarrow L_{кв\delta}^* \cdot \uparrow G_{в\ кв\delta}}{\downarrow \omega_{в\delta}},$$

$$\downarrow M_{кр\ н\delta} = \frac{N_{кн\delta}}{\omega_{н\delta}} = \frac{30 \cdot \downarrow L_{кн\delta}^* \cdot \uparrow G_{в\ кн\delta}}{\downarrow \omega_{н\delta}}.$$

Момент  $M_{кр}$ , що крутить, тс змінюватися не буде, оскільки  $n_{nc} = \text{const}$  і  $N_e = \text{const}$ .

Третий блок:  $1 \rightarrow 4 \rightarrow 5$ ,  $T_B = 15 \dots -30^\circ\text{C}$ .

В цьому випадку, також як і в другому, зі зниженням  $T_n$  приведена частота  $n_{пр}$  збільшується; отже робоча точка на характеристиках компресора зміщується управо, в область великих витрат повітря. Тут використовується 2е програми регулювання :  $1 \rightarrow 4T_r^* = \text{const}$  і  $4 \rightarrow 5n_e = \text{const}$ . Але за рахунок досягнення більшої потужності  $N_{\text{max}} = N_{\text{пр}} + N_{\text{пр}} (0,1 \dots 0,2)$  робоча точка зміщується в область великих витрат чим в другому випадку. Враховуючи перший і другий випадок, можна стверджувати що питома витрата палива зменшуватиметься:

$$1 \rightarrow 4T_r^* = \text{const}$$

$$\downarrow C_e = 3600 \cdot \frac{\downarrow G_T}{\uparrow N_e}$$

$$4 \rightarrow 5N_e = \text{const}$$

$$\downarrow C_e = 3600 \cdot \frac{\downarrow G_T}{N_e}$$

ККД буде зростати:

$$1 \rightarrow 4T_r^* = \text{const}$$

$$\uparrow \eta_e = \frac{\uparrow N_e}{G_T \cdot H_u}$$

$$4 \rightarrow 5N_e = \text{const}$$

$$\uparrow \eta_e = \frac{N_e}{\downarrow G_T \cdot H_u}$$

Питома потужність на ділянці  $1 \rightarrow 4$  зростатиме за рахунок зростання  $N_e$  і  $G_v$ , а на ділянці  $4 \rightarrow 5$  неуд падатиме. Моменти  $M_{крвд}$  і  $M_{крдна}$ , що крутять, ділянці  $1 \rightarrow 4$  зростатимуть ( $\uparrow N_e$ ), а на  $4 \rightarrow 5$  - падати. На силовій турбіні  $M_{кр}$  тсна ділянці  $1 \rightarrow 4$  буде рости за рахунок зростання  $N_e$ , на ділянці  $4 \rightarrow 5$   $M_{кр}$  тс = const. При  $T_n = 15^\circ \text{C}$   $N_e = 2940 \text{ кВт}$ , при  $T_n = 43^\circ \text{C}$  потужність зменшилася на 24,27%, при  $T_n =$  -

30<sup>o</sup>Зі збільшилася на 13,94%. Питома витрата палива  $З_е$ : При  $T_n=15^{\circ}\text{C}$   $C_e=0,2083$  кг/кВт·ч, при  $T_n=43^{\circ}\text{C}$  удельный расход увеличился на 7,56%, при  $T_n=-30^{\circ}\text{C}$  уменьшился на 4,84%.

Питома потужність  $Ne$  уд: При  $T_n=15^{\circ}\text{З}$   $Ne$  уд=2940 кВт-с/кг, при  $T_n=43^{\circ}\text{З}$  питома потужність зменшилася на 10,64%, при  $T_n=-30^{\circ}\text{З}$ і зменшилася на 3,12%. Повна температура газу на виході з камери згорання  $T_{г^*}$ : При  $T_n=15^{\circ}\text{З}$   $T_{г^*}=1375$  До, при  $T_n=43^{\circ}\text{З}$   $T_{г^*}$  не змінилася, із-за програми регулювання  $T_{г^*}=\text{const}$ , при  $T_n=-30^{\circ}\text{З}$ і зменшилася на 8,64%. ККД ГТУ  $\eta_e$ : При  $T_n=15^{\circ}\text{З}$   $\eta_e=0,34,5$ , при  $T_n=43^{\circ}\text{З}$  ККД зменшився на 7,02%, при  $T_n=-30^{\circ}\text{З}$ і збільшився на 5,1%. Момент  $M_{кр}$ , що крутить, вд,  $M_{кр}$  нд,  $M_{кр}$  тс: При  $T_n=15^{\circ}\text{З}$   $M_{кр}$  вд=9635 Н-м,  $M_{кр}$  нд=9635 Н-м,  $M_{кр}$  тс=4800 Н-м при  $T_n=43^{\circ}\text{З}$   $M_{кр}$  вд,  $M_{кр}$  нд і  $M_{кр}$  тс зменшилися на 15,3%, 16% і 24,29% відповідно, при  $T_n=-30^{\circ}\text{З}$ і збільшилися на 7,15%, 7,4% і 13,97% відповідно. Запас стійкості  $\Delta K_u$  вд і  $\Delta K_u$  нд:

При  $T_n=15^{\circ}\text{З}$   $\Delta K_u$  вд =0,2163 і  $\Delta K_u$  нд=0,2181, при  $T_n=43^{\circ}\text{З}$   $\Delta K_u$  вд збільшився на 9,9%, а  $\Delta K_u$  нд зменшився на 20,5%; при  $T_n=-30^{\circ}\text{З}$   $\Delta K_u$  вд зменшився на 8,74%, а  $\Delta K_u$  нд збільшився на 2,705%. Для забезпечення надійної експлуатації ГТД великий інтерес представляє залежність запасу стійкої роботи компресора і моменту, що крутить, на валах ТК і МС від температури на вході в двигун. Відмітимо, що в усьому досліджуваному діапазоні температур запас стійкості не сильно відрізнявся від запасу стійкості на розрахунковому режимі, що зумовлює надійну роботу компресора за вибраних умов експлуатації.



## 2.2 Дослідження кліматичної характеристики одновального ГТУ з блокованою турбіною

Кліматичними характеристиками називають залежність потужності  $N_e$  і питомої витрати пального  $C_e$  від температури атмосферного повітря  $T_n$  (або  $t_n$ ) на максимальному режимі при прийнятій програмі регулювання.

Дослідження кліматичної характеристики [12] будемо проводити в діапазоні температур навколишнього середовища від  $-75^\circ\text{C}$  до  $+30^\circ\text{C}$ . Дані діапазони температур охоплюють всі можливі області експлуатації двигуна. Складемо три блока зміни поля температур: в першому блоці температура виростає в інтервалі  $0...30^\circ\text{C}$ , а у другому та третьому падає від  $0^\circ\text{C}$  до  $-75^\circ\text{C}$ .

Програму регулювання двигуном вибираємо  $T_{\Gamma^*}=\text{const}$ . Ця програма дозволяє ГТД розвинути максимальну потужність. Вона реалізується на ділянці 1 – 2 (рис. 1.29), що відповідає першому блоку, а також на ділянці 1 – 4. На ділянках 1 – 3 и 4 – 5 необхідно реалізувати програму регулювання  $N_e=\text{const}$ , що, в першу чергу, обумовлено вимогами споживача, а саме – необхідністю підтримки постійної потужності. Для цього використовується програма регулювання  $N_e=\text{const}$  (проводиться коректування регульованого параметра за допомогою зміни відповідного масиву в файлі вихідних даних). Фізично на двигуні це реалізується шляхом зміни кута установки ручки управління двигуном, тобто регулюється кількість палива, що подається в камеру згоряння.

Вихідні дані для розрахунку характеристики ГТД представлені в таблиці 2.3.

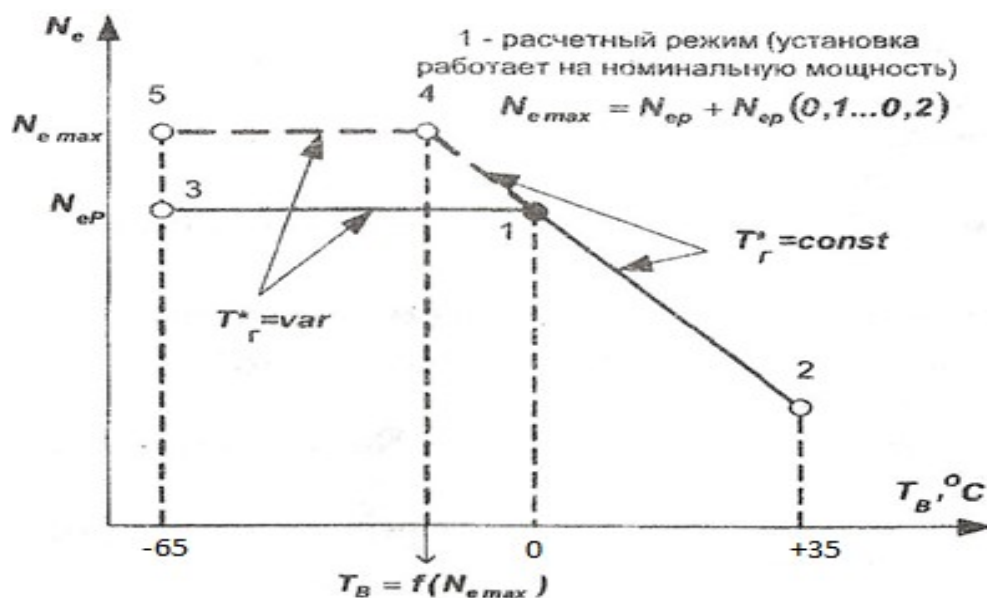


Рисунок 2.7 – Кліматична характеристика

Перший блок: 1 → 2,  $T_B=0...30^\circ\text{C}$ ;Другий блок: 1 → 3,  $T_B=0...-75^\circ\text{C}$ ;Третій блок: 1 → 4 → 5,  $T_B=0...-75^\circ\text{C}$ .

Таблиця 2.3 – Вихідні дані

|        |         |           |          |         |         |        |        |       |       |       |
|--------|---------|-----------|----------|---------|---------|--------|--------|-------|-------|-------|
| 1      | 1       | 3         | 6        | 18      | 2       |        |        |       |       |       |
| 1      | 0       | 10        | 6        | 1       |         |        |        |       |       |       |
| 123    | 123     | 123       | 123      | 123     | 123     | 123    | 123    | 123   | 123   | 123   |
| 123    | 123     | 123       | 123      | 123     | 123     | 123    | 123    | 123   | 123   | 123   |
| 132    | 132     | 132       | 132      | 132     | 132     | 132    | 132    | 132   | 132   | 132   |
| 361.6  | .0000   | .0000     | 15.260   | .8565   | 1498.   |        |        |       |       |       |
| 60.0   | 1.0000  |           |          |         |         |        |        |       |       |       |
| .8840  | .5088   | 4.0000    | 1.0000   | 1.0000  | 1.0000  |        |        |       |       |       |
| .9800  | .9460   | .9950     | 1.0000   | .9800   | .9900   | 1.0000 | 1.0000 |       |       |       |
| .0020  | .0000   | .0690     | .0000    | .0000   | .3000   |        |        |       |       |       |
| 3000.0 | 40.00   | .3000E-01 | 8.000    | 1600.   | .8000   |        |        |       |       |       |
| 3000.0 | 00.00   | 1.00      | 27.00e03 | 75.00   |         |        |        |       |       |       |
| .0000  | .0000   | .0000     | .0000    | .0000   | .0000   | .0000  | .0000  | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000  | .0000   | .0000     | .0000    | .0000   | .0000   | .0000  | .0000  | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000  | .0000   | .0000     | .0000    | .0000   | .0000   | .0000  | .0000  | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000  | .0000   | .0000     | .0000    | .0000   | .0000   | .0000  | .0000  | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000  | .0000   | .0000     | .0000    | .0000   | .0000   | .0000  | .0000  | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000  | .0000   | .0000     | .0000    | .0000   | .0000   | .0000  | .0000  | .0000 | .0000 | .0000 |
| .00e02 | .06e02  | .12e02    | .18e02   | .24e02  | .30e02  |        |        |       |       |       |
| .00e02 | -.15e02 | -.30e02   | -.45e02  | -.60e02 | -.75e02 |        |        |       |       |       |
| .00e02 | -.15e02 | -.30e02   | -.45e02  | -.60e02 | -.75e02 |        |        |       |       |       |



## Продовження таблиці 2.3

|         |         |         |         |         |         |       |       |       |       |
|---------|---------|---------|---------|---------|---------|-------|-------|-------|-------|
| .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| 15.4800 | 15.5000 | 15.5000 | 15.5000 | 15.5000 | 15.5000 | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| 15.1800 | 15.2200 | 15.2500 | 15.2600 | 15.2600 | 15.2600 | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| 14.8600 | 14.9400 | 14.9700 | 14.9700 | 14.9700 | 14.9700 | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| 14.4600 | 14.5200 | 14.5500 | 14.5800 | 14.5900 | 14.6000 | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| 13.9400 | 14.0200 | 14.0400 | 14.0700 | 14.0800 | 14.0900 | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| 13.2000 | 13.2600 | 13.3400 | 13.3900 | 13.4300 | 13.4500 | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| 12.3800 | 12.4600 | 12.5600 | 12.6300 | 12.6800 | 12.7000 | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .7600   | .7650   | .7600   | .7500   | .7400   | .7250   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .7800   | .7850   | .7850   | .7650   | .7450   | .7300   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .7920   | .7970   | .7950   | .7800   | .7600   | .7350   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .8020   | .8010   | .7980   | .7850   | .7600   | .7400   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .8040   | .8040   | .7990   | .7870   | .7550   | .7300   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .8020   | .8040   | .7990   | .7850   | .7500   | .7200   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .7990   | .7970   | .7870   | .7590   | .7450   | .7100   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000   | .0000 | .0000 | .0000 | .0000 |
| 12.0000 | 14.9300 | .7975   |         |         |         |       |       |       |       |
| 1.0609  | 1.0323  | 1.0036  | .9749   | .9462   | .9176   | .8889 | .0000 | .0000 | .0000 |

## Результати розрахунку кліматичної характеристики для блокованої турбіни

Результати розрахунку представлені в файлі mgtu.rez, зміст якого наведено нижче в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку

|          |        |          |          |           |           |        |       |       |  |
|----------|--------|----------|----------|-----------|-----------|--------|-------|-------|--|
| ММ ГТД-1 | Дата   | 22. 9.17 |          |           |           |        |       |       |  |
| NT=      | 1 1    | NR=      | 3 6 18 2 | NK=1      | NQ=0      | NMK=1  | NL=10 | IK=4  |  |
| DH1=     | 361.60 | .00      | .000     | 15.26     | .857      | 1498.0 | 60.0  | 1.000 |  |
| DH2=     | .884   | .509     | 4.000    | 1.000     | 1.000     | 1.000  |       |       |  |
| BH=      | .980   | .946     | .995     | 1.000     | .980      | .990   | 1.000 | 1.000 |  |
| DGT=     | .002   | .000     | .069     | .000      | .000      | GDBY=  | .3000 |       |  |
| WP=      | 3000.0 | .0       | HU=      | .5050E+08 | LO=17.200 |        |       |       |  |

## Продовження таблиці 2.4

| N         | H     | MH    | NP    | R1    | R2    | R3    | RGOT  | RGPR  | RG01  | RG02  | DDT   |
|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1         | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | .0    |
| 2         | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | 6.0   |
| 3         | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | 12.0  |
| 4         | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | 18.0  |
| 5         | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | 24.0  |
| 6         | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | 30.0  |
| 7         | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | .0    |
| 8         | .0    | .000  | 123   | .939  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -15.0 |
| 9         | .0    | .000  | 123   | .888  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -30.0 |
| 10        | .0    | .000  | 123   | .846  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -45.0 |
| 11        | .0    | .000  | 123   | .813  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -60.0 |
| 12        | .0    | .000  | 123   | .793  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -75.0 |
| 13        | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | .0    |
| 14        | .0    | .000  | 123   | 1.000 | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -15.0 |
| 15        | .0    | .000  | 123   | .942  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -30.0 |
| 16        | .0    | .000  | 123   | .894  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -45.0 |
| 17        | .0    | .000  | 123   | .857  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -60.0 |
| 18        | .0    | .000  | 123   | .832  | 1.000 | 1.000 | .002  | .000  | .069  | .000  | -75.0 |
| RWC=1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 |       |
|           | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 |       |       |       |

\* \* \*

## ХАРАКТЕРИСТИКА ГТД

| СХЕМА ПЕЧАТИ: | NE        | NEУ       | СЕ        | ТК        | ТГ        | ТТК       | ТС    |
|---------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------|
|               | Π         | ΠΠ        | GBΠ       | ΠΚ        | NK        | МКР       | DKU   |
|               | GT        | AKC       | GB        | ΠTK       | NTK       | LC        | FC    |
|               | TB        | PB        | ΠC        | ΠTC       | NTC       | MKC       | X1    |
|               | KΠD       | NEЭ       | CEЭ       | PЭ        | cyЭ       | KΠDЭ      |       |
| * * *         |           |           |           |           |           |           |       |
| 1             | H= .00    | MΠ= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Πp=123    |           |       |
|               | .1285E+06 | 355.3     | .1926     | 666.3     | 1498.     | 889.5     | 889.5 |
|               | 1.000     | 1.000     | 361.7     | 15.24     | .8565     | .8709E+06 | .2457 |
|               | .2475E+05 | 2.842     | 361.7     | 13.75     | .8828     | .1085     | 20.60 |
|               | 288.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | .9985 |
|               | .3702     | .1304E+06 | .1898     | .1956E+07 | .1265E-01 | .3756     |       |
| 2             | H= .00    | MΠ= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Πp=123    |           |       |
|               | .1215E+06 | 349.1     | .1949     | 671.1     | 1498.     | 895.4     | 895.4 |
|               | 1.000     | .9897     | 351.8     | 14.67     | .8596     | .8300E+06 | .2448 |
|               | .2368E+05 | 2.858     | 348.2     | 13.24     | .8836     | .1105     | 19.46 |
|               | 294.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | .9855 |
|               | .3658     | .1234E+06 | .1920     | .1850E+07 | .1280E-01 | .3713     |       |
| 3             | H= .00    | MΠ= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Πp=123    |           |       |
|               | .1150E+06 | 342.9     | .1972     | 676.3     | 1498.     | 901.0     | 901.0 |
|               | 1.000     | .9798     | 342.4     | 14.13     | .8619     | .7921E+06 | .2443 |
|               | .2268E+05 | 2.876     | 335.4     | 12.77     | .8843     | .9994E-01 | 20.73 |
|               | 300.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | .9727 |
|               | .3616     | .1166E+06 | .1945     | .1749E+07 | .1297E-01 | .3665     |       |



## Продовження таблиці 2.4

|    |           |           |           |           |           |           |       |
|----|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------|
|    | 228.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | 1.023 |
|    | .3539     | .1318E+06 | .1963     | .1978E+07 | .1309E-01 | .3631     |       |
| 12 | H= .00    | Мп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=123    |           |       |
|    | .1285E+06 | 222.5     | .2102     | 611.9     | 1188.     | 639.7     | 639.7 |
|    | 1.000     | 1.163     | 496.8     | 21.55     | .7152     | .1184E+07 | .3761 |
|    | .2702E+05 | 4.157     | 577.6     | 19.28     | .8894     | .1625     | 19.32 |
|    | 213.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | 1.049 |
|    | .3391     | .1325E+06 | .2040     | .1987E+07 | .1360E-01 | .3495     |       |
|    |           |           | *         | *         | *         |           |       |
| 13 | H= .00    | Мп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=123    |           |       |
|    | .1285E+06 | 355.3     | .1926     | 666.3     | 1498.     | 889.5     | 889.5 |
|    | 1.000     | 1.000     | 361.7     | 15.24     | .8565     | .8709E+06 | .2457 |
|    | .2475E+05 | 2.842     | 361.7     | 13.75     | .8828     | .1085     | 20.60 |
|    | 288.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | .9985 |
|    | .3702     | .1304E+06 | .1898     | .1956E+07 | .1265E-01 | .3756     |       |
| 14 | H= .00    | Мп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=123    |           |       |
|    | .1468E+06 | 369.4     | .1879     | 654.6     | 1498.     | 875.7     | 875.7 |
|    | 1.000     | 1.027     | 386.9     | 16.75     | .8451     | .9793E+06 | .2461 |
|    | .2758E+05 | 2.802     | 397.3     | 15.09     | .8809     | .1229     | 19.97 |
|    | 273.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | 1.032 |
|    | .3795     | .1491E+06 | .1850     | .2237E+07 | .1233E-01 | .3854     |       |
| 15 | H= .00    | Мп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=123    |           |       |
|    | .1468E+06 | 335.7     | .1875     | 638.6     | 1411.     | 808.2     | 808.2 |
|    | 1.000     | 1.057     | 413.8     | 17.85     | .8273     | .1029E+07 | .2837 |
|    | .2752E+05 | 3.089     | 437.2     | 16.06     | .8834     | .1323     | 19.76 |
|    | 258.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | 1.033 |
|    | .3802     | .1494E+06 | .1842     | .2241E+07 | .1228E-01 | .3871     |       |
| 16 | H= .00    | Мп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=123    |           |       |
|    | .1468E+06 | 305.9     | .1893     | 625.6     | 1340.     | 752.1     | 752.1 |
|    | 1.000     | 1.089     | 441.0     | 19.08     | .8013     | .1087E+07 | .3137 |
|    | .2780E+05 | 3.358     | 480.0     | 17.13     | .8852     | .1421     | 19.62 |
|    | 243.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | 1.039 |
|    | .3765     | .1499E+06 | .1855     | .2248E+07 | .1236E-01 | .3844     |       |
| 17 | H= .00    | Мп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=123    |           |       |
|    | .1468E+06 | 278.8     | .1934     | 617.1     | 1283.     | 706.8     | 706.8 |
|    | 1.000     | 1.124     | 468.5     | 20.46     | .7651     | .1157E+07 | .3343 |
|    | .2839E+05 | 3.606     | 526.5     | 18.34     | .8864     | .1526     | 19.57 |
|    | 228.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | 1.053 |
|    | .3686     | .1503E+06 | .1889     | .2255E+07 | .1259E-01 | .3775     |       |
| 18 | H= .00    | Мп= .0000 | dGp= .000 | St= .00   | Пр=123    |           |       |
|    | .1468E+06 | 254.5     | .2006     | 615.9     | 1246.     | 673.9     | 673.9 |
|    | 1.000     | 1.163     | 496.2     | 22.07     | .7164     | .1250E+07 | .3418 |
|    | .2945E+05 | 3.809     | 576.9     | 19.74     | .8868     | .1649     | 19.53 |
|    | 213.1     | .9930E+05 | .0000     | .0000     | .0000     | .0000     | 1.077 |
|    | .3554     | .1509E+06 | .1951     | .2264E+07 | .1301E-01 | .3654     |       |

Результати розрахунку представлені у вигляді графічних залежностей на рис. 2.8 – 2.12.

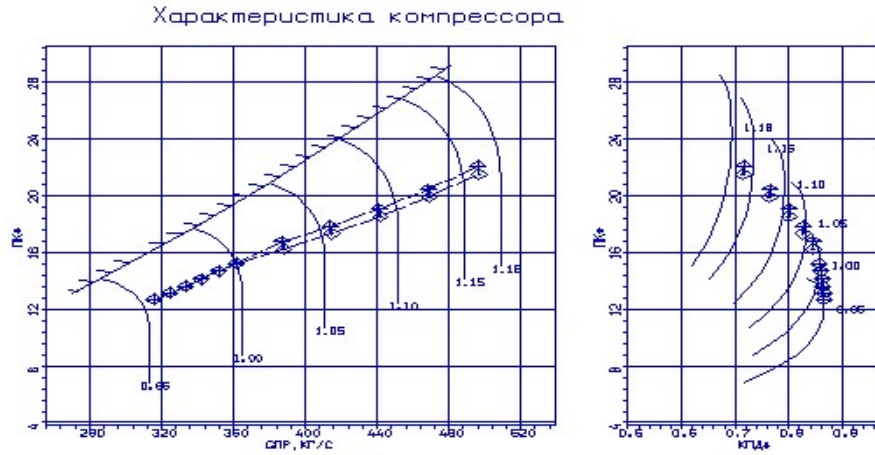


Рисунок 2.8 – Характеристика компресора

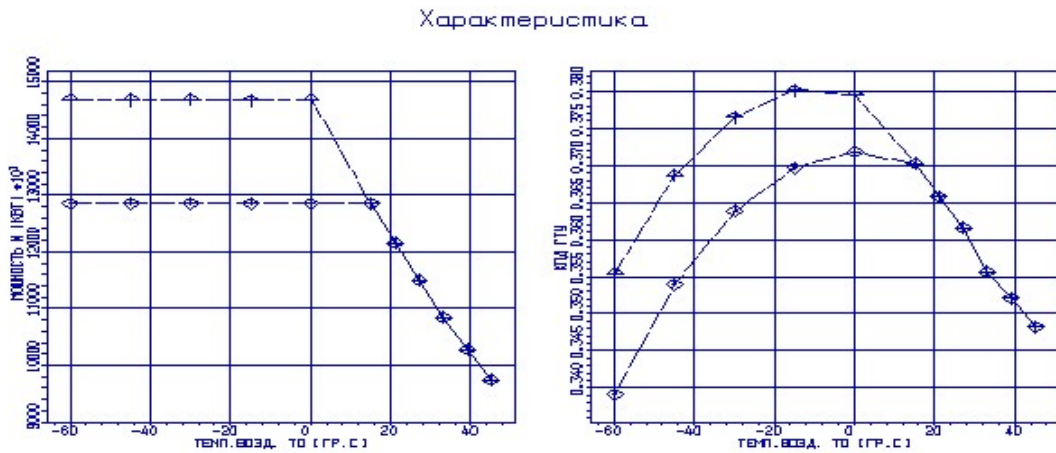


Рисунок 2.9 – Залежність потужності і ККД від температури на вході у двигун

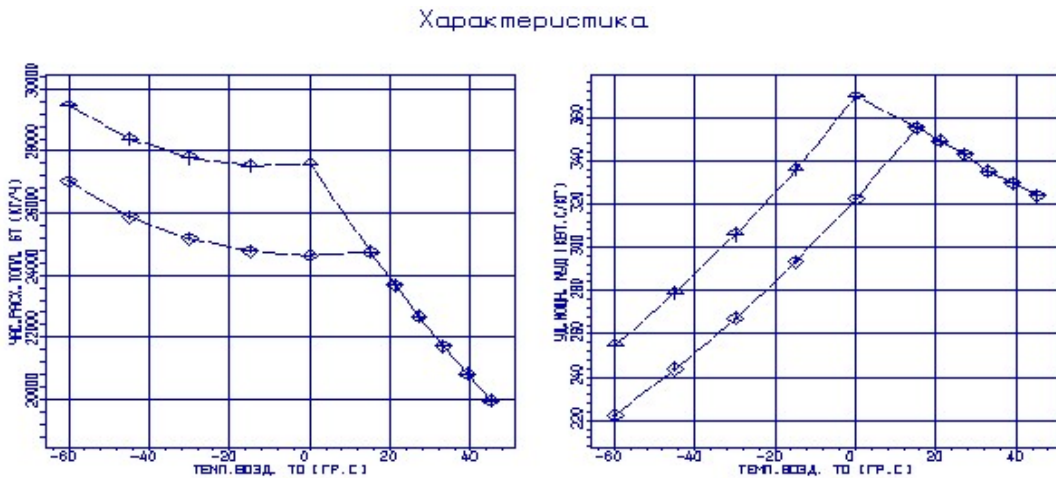


Рисунок 2.10 – Залежність питомої потужності і витрати пального від температури на вході у двигун



Характеристика

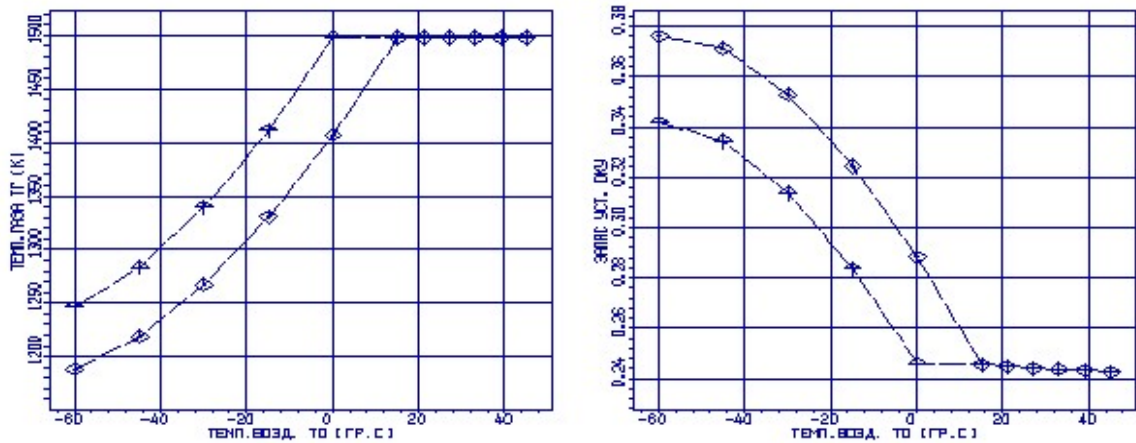


Рисунок 2.11 – Залежність температури газу й коефіцієнта газодинамічної стійкості від температури на вході у двигун

Характеристика

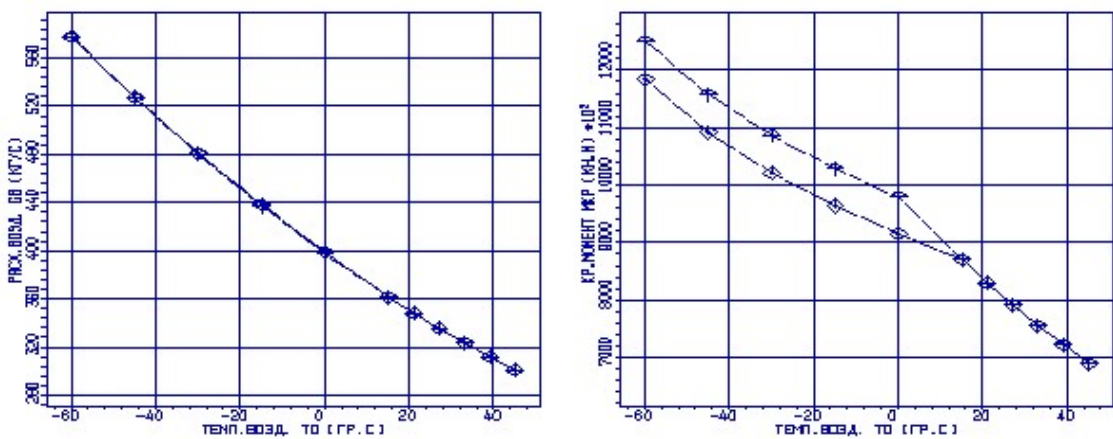


Рисунок 2.12 – Залежність витрати повітря і крутячого моменту від температури на вході у двигун

Перший блок:  $1 \rightarrow 2$ ,  $T_B=0\dots+30^\circ \text{C}$  ( $T_{\Gamma}^*=\text{const}$ ).

Зі збільшенням  $T_n$  приведена частота обертання  $n_{\text{пр}}$  зменшується; отже, робоча точка на характеристиках компресора зміщується вліво вниз, зменшуються параметри, які характеризують положення робочої точки:  $\pi_k^*$  і  $q(\lambda_B)$ . Відповідно зменшується тиск  $p_i^*$  в різних перетинах двигуна та приведена витрата повітря  $G_{\text{пов пр}}$ .

З ростом температури навколишнього середовища потужність ГТД падає у зв'язку зі зменшенням витрати повітря  $G_{\text{пов}}$  і питомої потужності  $N_{e \text{ уд}}$ :

$$\downarrow N_e \Rightarrow \downarrow N_{e \text{ уд}} \cdot \downarrow G_e$$

В свою чергу  $G_{\text{пов пр}}$  зменшується у зв'язку зі зменшенням щільності повітря:

$$\downarrow G_g = \downarrow \rho \cdot F_g \cdot C_a, \quad \downarrow \rho = \frac{P_H}{R \cdot \uparrow T_H}.$$

При  $V_{\text{полета}}=0$ ,  $N_{\text{суд}} \approx L_e$ .  $L_e=Q_I-Q_{II}$ . Із ростом  $T_H \uparrow \rightarrow Q_I \downarrow \rightarrow L_e \downarrow \rightarrow N_{\text{суд}} \downarrow$ .

Питома витрата пального  $C_e$  при даній системі регулювання із ростом  $T_H$  зростає:

$$\uparrow C_e = 3600 \cdot \frac{\downarrow G_T}{\downarrow N_e}.$$

Загальний ККД ГТД  $\eta_e$  з ростом температури навколишнього середовища знижується у зв'язку із зниженням потужності:

$$\downarrow \eta_e = \frac{\downarrow N_e}{G_T \cdot H_u},$$

де  $H_u = \text{const}$ .

Проаналізуємо зміну крутного моменту  $M_{\text{вт}}$  при збільшенні температури навколишнього повітря. Вважаємо, що  $L_T^* \approx L_K^*$  і температура газу перед турбіною зберігається постійною:  $T_H \uparrow$  при  $T_T^* = \text{const}$ ;  $T_T^* = \text{const}$ ,  $L_T^* = \text{const}$ , тому що  $L_T^* = C_p(T_T^* - T_T^*)$ ;  $\pi_T^* = \text{const}$ , тому що  $q(\lambda_{\text{сатнд}}) = 1$ . Таким чином із-за того, що наступний ступінь після РК турбіни заперто, понадзвукова швидкість в СА турбіни не дає можливості збільшення  $\pi_T^*$ .  $L_T^* = \text{const}$ ,  $T_T^* = \text{const} \rightarrow L_K^* = \text{const}$ ,  $\pi_K^* \downarrow$ ,  $T_K^* \uparrow \rightarrow L_K^* = \text{const}$ ,  $\pi_K^* \downarrow$ ,  $T_K^*$ .

В результаті зміна крутного моменту буде залежать від зміни витрати пального, ступені збільшення тиску компресора і оборотів:

$$\downarrow M_{\text{кр}} = \frac{N}{\omega} = \frac{30 \cdot L^* \cdot \downarrow G_g}{\pi \cdot \downarrow n}.$$

Крутний момент на турбіні також зменшується, но в цьому випадку він залежить лише від зменшення потужності ( $n_{\text{тс}} = \text{const}$ ):

$$\downarrow M_{\text{кр тс}} = \frac{\downarrow N_e}{\omega_{\text{тс}}}.$$

Другий блок: 1  $\rightarrow$  3,  $T_B = 0 \dots -75^\circ \text{C}$  ( $N_e = \text{const}$ ).

Із зниженням  $T_n$  приведена частота обертання  $n_{пр}$  збільшується; відповідно, робоча точка на характеристиках компресора зміщується вправо, в область більших витрат повітря.

Для використання програми регулювання  $N_e = \text{const}$  при збільшенні витрати повітря, необхідно зменшити витрату пального  $G_{пал}$ , що приведе к зменшенню питомої витрати палива:

$$\downarrow C_e = 3600 \cdot \frac{\downarrow G_T}{N_e}.$$

Зменшення  $G_{пал}$  напряду впливає на зменшення  $T_r^*$  та збільшення ККД ГТД:

$$\uparrow \eta_e = \frac{N_e}{\downarrow G_T \cdot H_u}.$$

Зниження питомої потужності обумовлено програмою регулювання:

$$\downarrow N_{e,уд} = \frac{N}{\uparrow G_g}.$$

Крутний момент компресора буде залежати від збільшення  $n_{пр}$ :

$$\downarrow M_{кр} = \frac{N}{\omega} = \frac{30 \cdot \downarrow L_k^* \cdot \uparrow G_g}{\downarrow \omega}.$$

Крутний момент  $M_{кр}$  не змінюватися не буде, тому що  $n_{пр} = \text{const}$  та  $N_e = \text{const}$ .

Третій блок:  $1 \rightarrow 4 \rightarrow 5$ ,  $T_B = 0 \dots -75^\circ\text{C}$ .

В цьому випадку, також як і в другому, зі зниженням  $T_n$  приведена частота  $n_{пр}$  збільшується; відповідно робоча точка на характеристиках компресора зміщується вправо, в область великих витрат повітря. Тут використовується дві програми регулювання:  $1 \rightarrow 4$   $T_r^* = \text{const}$  і  $4 \rightarrow 5$   $N_e = \text{const}$ . Але за рахунок досягнення більшої потужності  $N_{e,макс} = N_{ep} + N_{ep}$  (0,1...0,2) робоча точка зміщується в область великих витрат більше, ніж у другому випадку. З огляду на перший і другий випадок, можна стверджувати, що питома витрата палива буде зменшуватися:

$$1 \rightarrow 4 \quad T_r^* = \text{const} \quad \downarrow C_e = 3600 \cdot \frac{\downarrow G_T}{\uparrow N_e}$$

$$4 \rightarrow 5 \quad N_e = \text{const} \quad \downarrow C_e = 3600 \cdot \frac{\downarrow G_T}{N_e}$$

ККД буде зростати:

$$1 \rightarrow 4 T_r^* = \text{const} \quad \uparrow \eta_e = \frac{\uparrow N_e}{G_T \cdot H_u}$$

$$4 \rightarrow 5 N_e = \text{const} \quad \uparrow \eta_e = \frac{N_e}{\downarrow G_T \cdot H_u}$$

Питома потужність на ділянці  $1 \rightarrow 4$  буде зростати за рахунок зростання  $N_e$  и  $G_{\text{пов}}$ , а на ділянці  $4 \rightarrow 5$   $N_{\text{суд}}$  буде падати.

Крутний момент  $M_{\text{кр}}$  на ділянці  $1 \rightarrow 4$  буде зростати ( $\uparrow N_e$ ), а на  $4 \rightarrow 5$  – буде падати.

На турбіні  $M_{\text{кр } T}$  на ділянці  $1 \rightarrow 4$  буде зростати за рахунок росту  $N_e$ , на ділянці  $4 \rightarrow 5$   $M_{\text{кр } T} = \text{const}$ .

Для забезпечення надійної експлуатації ГТД великий інтерес представляє залежність запасу стійкої роботи компресора і крутного моменту на валах турбіни від температури на вході в двигун. Відзначимо, що в усьому досліджуваному діапазоні температур запас стійкості не сильно відрізнявся від запасу стійкості на розрахунковому режимі, що зумовлює надійну роботу компресора при вибраних умовах експлуатації.

### 3 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СТУПЕНІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Основним завданням даного розділу є економічне обґрунтування доцільності інвестування коштів у розробку і виробництво модернізованих ВЦК. Одним з важливих показників, на які впливає підвищення ефективності ВЦК, є питома витрата палива приводного ГТД.

У цьому розділі проводиться економічний аналіз показників проектного ВЦК в порівнянні з ВЦК, взятим за основу, і визначення величини очікуваного економічного ефекту від використання проектного ВЦК.

Взявши ККД приводу  $\eta_e = 0,285$ .

Для приводу наявного ВЦК двигун повинен мати на валу потужність:

$$N = \frac{N_{цбн}}{\eta_{цбн}} = \frac{7,198 \cdot 10^3}{0,894} = 8,052 \text{ кВт.}$$

Витрата природного газу ( $G_{пр}$ ) визначається виходячи з ККД двигуна, потужності і нижчої теплотворної здатності природного газу  $Q_{пр}=50500$  кДж/кг:

$$G_{пр1} = \frac{N \cdot 3600}{\eta_e \cdot Q_{пр}} = \frac{8,052 \cdot 10^3 \cdot 3600}{0,285 \cdot 50500} = 1851,63 \text{ кг/г;}$$

Аналогічний розрахунок проводимо для проектованого ВЦК (параметри проектованого ВЦК матимуть індекс 1):

$$N = \frac{N_{цбн}}{\eta_{цбн}} = \frac{6,3 \cdot 10^3}{0,820} = 7,68 \text{ кВт;}$$

$$G_{пр} = \frac{N \cdot 3600}{\eta_e \cdot Q_{пр}} = \frac{7,68 \cdot 10^3 \cdot 3600}{0,285 \cdot 50500} = 1766,081 \text{ кг/г;}$$

Для определения середньорічній ріковій наработці ГТД  $t_{сум}$  вибирається коефіцієнт технічного використання  $K_T$ , відносний час перебування в резерві  $\bar{\tau}_{рез}$  і календарний період експлуатації ГТД за рік  $T_K$ .

Середньорічне напрацювання розраховується за формулою:

$$t_{сум} = K_T (1 - \bar{\tau}_{рез}) T_K.$$

Календарний період експлуатації ГТД за рік  $T_K=8760$  г (365 днів).

Згідно ГОСТ 2199-88  $K_T=0,92\dots 0,95$ . Прийmemo  $K_T=0,93$ . Виходячи з того, що для компресорної станції з встановленими 8 агрегатами в резерві знаходиться від 1 до 3 агрегатів, то  $\bar{\tau}_{рез} = 0,125 - 0,25$ . Примем  $\bar{\tau}_{рез}=0,21$ . Тоді середньорічне напрацювання ГТД:

$$t_{\text{сум}} = 0,93 \cdot (1 - 0,21) \cdot 8760 = 6435,97 \text{ з}$$

Кількість використовуваного палива на рік для виробництва 1кВт потужності:

$$G_{\text{згод}} = G_{\text{ПГ}} \cdot t_{\text{сум}}$$

Для наявного ВЦН:  $G_{\text{згод}} = 1851,63 \cdot 6435,97 = 11917,04 \text{ т/год.}$

Для проєктованого ВЦН:  $G_{\text{1згод}} = 1766,081 \cdot 6435,97 = 11366,44 \text{ т/год.}$

Визначаємо різницю річної витрати палива для приводу двох ВЦН:

$$\Delta G_{\text{Г}} = G_{\text{згод}} - G_{\text{1згод}} = 11917,04 - 11366,44 = 550,6 \text{ т.}$$

По даному Міністерству економічного розвитку і торгівлі України стійкість природного газу становить 5900 грн/тис.куб. м. знайте, що 1 тонна природного газу з'єднує обсяг 1360 м<sup>3</sup>. Тоді

$$550,6 \cdot 1360 \cdot 5900 = 4,42 \text{ млрд. грн/год.}$$

Проведено порівняльну економічну оцінку ефективності заміни вихідного ЦБК знову спроектованим. Була розрахована економіка річних витрат на пальне для провідного ГТД. Вона склала 4,42 млрд. грн./рік.

## ВИСНОВКИ

Результатом виконання розрахунково-теоретичної частини цієї роботи є термогазодинамічний розрахунок двигуна, узгодження параметрів компресора і турбіни, розрахунок осецентричного компресора, розрахунок турбіни і розрахунок грат профілів робочого колеса першого ступеня турбіни. З результатів термогазодинамічного розрахунку двигуна (рис. 1.1 - рис. 1.2) видно, що із зростанням питомої потужності  $Ne$  уд зростає, а питома витрата  $C_e$  уд зменшується. Вибрали основні параметри циклу :  $T_{онна}^* \Gamma = 1260K$  і  $\pi_{*к}^* = 12.5$ , при цьому отримали питому потужність  $Ne_{уд} = 196.1$  кВтс/кг, питома витрата палива  $C_e = 0,2604$  кг/кВтч.

За результатами узгодження параметрів компресора і турбіни отримані параметри в осьовому компресорі:  $\pi_{*к}^* = 5,538$  і частота обертання  $n_k = 14001$  про/мін; у відцентровому компресорі:  $\pi_{*к}^* = 2,257$  і частота обертання  $n_k = 14001$  про/хв. Коефіцієнт навантаження для турбіни  $\square_{тонни} = 4,897$ . При розрахунку осьового компресора частота обертання буде дещо уточнена. В результаті розрахунку осьового компресора на ЕОМ були отримані геометричні параметри по східцях, зміни  $P$ ,  $P^*$ , Тонни, Тонна\* на середньому радіусі кожного ступеня, а також робота і міра підвищення тиску кожного ступеня. Діаметри на вході в перший ступінь компресора :  $D_{нар} = 0,4481$  м,  $D_{вт} = 0,2913$  м; міра підвищення тиску  $\pi_{*к}^* = 5,538$ ; частота обертання  $n_k = 13637,4$  про/мін, число східців :  $ZK = 9$ .

В результаті розрахунку відцентрового компресора на ЕОМ були отримані наступні дані:  $U_2 = 474,18$  м/з,  $M_{1w} = 0,7435$ ,  $M_3 = 0,4780$ , що задовольняють вимогам [4]:  $U_2 < 630$  м/з;  $M_{1w} < 0,88$ ;  $M_3 < 0,94$ . В результаті розрахунку триступінчатої турбіни отриманий розподіл ККД по східцях таким чином:  $\eta_{т1} = 0.879$ ,  $\eta_{т2} = 0.9$ ,  $\eta_{т3} = 0.908$ . Кут потоку в абсолютному русі на виході з РК ( $\alpha_2$ ) останнього ступеня турбіни близький до 90 град.

З розрахунку багатоступінчастого осьового компресора видно, що були забезпечені такі умови: на внутрішньому радіусі швидкість  $W_1 > W_2$ , а кут  $\Delta\beta < 25$  град. Кут повороту потоку у втулковому перетині  $\Delta\beta_{вт} = 22,79$  град, що не перевищує максимально допустиму величину. Максимальна товщина

профілю в діапазоні 0,025 ... 0,08, на Втулкові перетині  $\overline{C_{max}} = 0,08$ . наведена швидкість  $\lambda_w < 1$ . Отримані результати і побудована решітка профілів першого ступеня компресора високого тиску відповідає встановленим вимогам і зможе забезпечити необхідні параметри.

Досліджена кліматична та дросельна характеристика контактної ПГУ при використанні циклу STIG . При  $t_w=5.+45$  0С і відносної кількості пари, що подається в камеру згорання  $d_l = G_p/G_r = 0,5$ . У Це дозволяє поліпшень основних параметрів ( $N_e$ ,  $N_{eu}$ , ККД) і знижуватися  $C_e$ . Якщо порівнювати двигателі без використання уприскування пари в камеру згорання і двигун з вприскуванням пара, то економічна сторона питання покращується.

Проведено порівняльну економічну оцінку ефективності заміни вихідного ЦБК знову спроектованим. Була розрахована економіка річних витрат на паливо для провідного ГТД. Вона склала 4,42 млрд. грн./рік.



## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Приводні газотурбінні двигуни: альбом конструктивних схем / Ф.М. Муравченко, Б.В. Ісаков, Л.Г. Жваво, Л.Н. Буслик, С.А. Смирнов, С.К. Чернов. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006. - 40 с.
2. Павленко Г.В. Термогазодинамический розрахунок газотурбінних двигунів і установок : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2007. - 63с.
3. Буслик Л.Н., Ковальов В.И. Узгодження параметрів і визначення основних розмірів турбін і компресорів ГТД : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 1996. - 51с.
4. Павленко Г.В. Формування вигляду ГТД і ГТУ : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2007. - 39с.
5. Павленко Г.В. Газодинамічний розрахунок осьового компресора ГТД : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2002. - 57с.
6. Павленко Г.В. Волів А.Г. Газодинамічний розрахунок осьової газової турбіни : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ», 2007. – 76с.
7. Герасименко В.П., Никишов А.А. Проектування камер згорання газотурбінних двигунів : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 1999г. - 86с.
8. Анютин А.Н., Дегтярев О.Д. Проектування вхідних і вихідних облаштувань ГТУ : навчальний посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ», 2001 – 62с.
9. Волів А.Г. Профілізація вихідних облаштувань компресорів і турбін /. - Навчань. посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006. – 49 с.
10. Волів А.Г., Дегтярев О.Д., Павленко Г.В. "Дослідження експлуатаційних характеристик газотурбінних двигунів" ч.2. Силові установки літаків - Збірка лабораторних робіт. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006– 57с.

11. Волів А.Г., Дегтярев О.Д., Павленко Г.В. "Дослідження експлуатаційних характеристик газотурбінних двигунів" ч.1. Газотурбінні установки - Збірка лабораторних робіт. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006 - 57с.
12. Енергетика. Розвиток теплоенергетики і гідроенергетики. Історія справжні і майбутні. // Котли-утилізатори і енерготехнологічні котли Відкритий інтернет джерело. URL: <http://energetika.in.ua/ru/books/book-3/part-1/section-2/2-6-kotli-utilizatori-jenergotekhnologichni-kotli>
13. Волів А. Г. Аналіз термогазодинамічних циклів газопарових і парогазових установок : навчань. посібник/ Волів А. Г., Павленко Г.В., Хоменко А.С.. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ», 2008. – 49 с.
14. Котли - Утилізатори Відкритий інтернет джерело. URL: <http://www.him-apparat.ru/kotli.php>
15. Юренев В.Н. Теплотехнічний довідник: в 2 т. Т2 / В.Н. Юренев, П.Д. Лебедева - М : Енергія1976. – 896 с.
16. Герасименко В.П., Филоненко А.А. Екологічні аспекти проектування газотурбінних установок : Навчань. посібник. - Харків: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2009г. – 31с.
17. Порівняння вугілля і газу в якості джерела енергії. Відкритий інтернет джерело URL: <https://scienceforum.ru/2013/article/2013003145>
18. . Хоменко А.С. Розрахунок і проектування теплообмінних апаратів з орє- тлінною поверхнею / Хоменко А.С. - Х. : Нац. аерокосм ун-т "Харьк. авиац. ін-т», 2005. – 70 с.
- 19 Липов Ю.М. Компонування і тепловий розрахунок парогенератора / Ю.М. Ли- пов, Ю.Ф. Самойлов, З.Г. Модель - М : Енергія, 1975. – 176 с
- 20 Юренев В.Н. Теплотехнічний довідник : в 2 т. Т2 / Юренев В.Н., Лебедева П.Д. - М : Енергія, 1976. – 896 с.
- 21 Бажан П.И. Довідник по теплообмінних апаратах / Бажан П.И. - М: Машинобудування, 1989. – 368 с.