

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра авіаційних двигунів

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри

_____ Кулик М.С.

“ _____ ” _____ 2020 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)

ВИПУСКНИКА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ

“БАКАЛАВР”

Тема: *Газотурбінна установка простого циклу з розробкою
діагностичної моделі її робочого процесу*

Виконав: _____ Курилко Олександр Вікторович

Керівник: канд. техн. наук, доцент _____ Якушенко О.С.

Нормоконтролер з ЄСКД : _____ / _____ /

КИЇВ 2020

вузлів двигунів і оптимізацію режимів роботи за витратами палива;

застосування нових висококомірних і нових матеріалів, а також використання високотехнологічних процесів при виробництві двигунів;

застосування нових енергоємних і екологічно чистих палив;

оснащення двигунів ефективними засобами контролю технічного стану і удосконалення на цій основі методів їх технічної експлуатації з ціллю забезпечення необхідного рівня надійності і мінімізації експлуатаційних витрат.

Об'єкт дослідження: ГТУ простого циклу .

Метою дипломної роботи є проектування ГТУ потужністю 16,0 МВт простого циклу з розробкою діагностичної моделі її робочого процесу .Інноваційна частина роботи представляє собою дослідження джерел створення діагностичної моделі її робочого процесу для використання в якості еталонної моделі при визначенні технічного стану об'єкта . Для досягнення мети дипломної роботи необхідно вирішити наступні завдання і провести:

аналіз напрямів підвищення ефективності ГТУ ГПА;

термодинамічний та газодинамічний розрахунок ГТУ;

розробку конструктивної схеми ГТУ та перевірку на міцність її основних елементів;

опис основних систем, що забезпечують роботу ГТУ;

розробка еталонної діагностичної моделі ГТУ.



1. ПРОЕКТУВАННЯ ГТУ

1.1 Аналіз основних технічних даних двигуна-прототипу

У якості прототипу обрано ГТД Д-336 [5], що призначений для приводу КС ГПА.

Двигун розроблений Державним підприємством «Івченко-Прогрес» і виробляється Приватним акціонерним товариством «Мотор Січ».

Двигун має осьовий двокаскадний 13 (6+7) ступінчатий компресор , двокаскадну турбіну (1+1) та вільну двохступінчасту турбіну.

Температура газу перед турбіною двигуна прототипу $T_T^* = 1365K$.

Степінь підвищення тиску в компресорі двигуна прототипу $\pi_K^* = 17,5$.

Для забезпечення проведення розрахунків ГТД, що проектується, визначимо основні вихідні дані:

температура газу перед турбіною $T_T^* = 1370K$;

ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_K^* = 21,0$;

Кафедра авіаційних двигунів				НАУ 20.05.96. 000 ПЗ					
Розробив	Курилко О.			Розділ 1				Лист	Листів
Керівник	Якушенко О.С.								
Нормоконт.									
Зав.каф.	Кулик М.С.								
					6.050604				

температура і тиск на вході до ГТД приймаємо при стандартних атмосферних умовах: $T_H = 288K$; $p_H = 101325 \text{ Па}$;

потужність на валу силової турбіни: $N_e = 16\text{МВт}$;

показник адіабати для повітря $k_B = 1,4$;

газова стала для повітря $R_B = 287, \text{Дж}/(\text{кгК})$;

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

газова стала для повітря $R_G = 288, \text{Дж}/(\text{кгК})$.

1.2 Конструкція двигуна простого циклу

Компресор двигуна - осьовий, двокаскадний, компресора низького тиску (КНТ) і компресора високого тиску (КВТ).

КНТ - шестиступеневий, складається з переднього корпусу, ротора і статора. У передньому корпусі змонтований вхідний направляючий апарат (ВНА) КНТ і вузол переднього шарикопідшипника ротора КНТ. Лопатки ВНА КНТ виконані з цапфами. Вхідні кромки семи стійок переднього корпусу, лопатки ВНА КНТ обігріваються гарячим повітрям (при необхідності); вхідна кромка однієї стійки переднього корпусу обігрівається постійно гарячим маслом, що зливається з передньої опори КНТ.

Статор КНТ включає в себе корпус КНТ, направляючі апарати (НА), робочі кільця і клапани перепуску повітря КНТ.

Ротор компресора - дисково-барабанної конструкції, диски з'єднані з переднім і заднім валами болтами.

Робочі лопатки перших двох ступенів з'єднані з диском хвостовиком типу "ластівчин хвіст".

Ротор КНТ з'єднаний з ротором турбіни НТ за допомогою шліців і утворює ротор низького тиску.

Ротор НТ встановлено на двох підшипникових вузлах, один з яких (передній) має масляний демпфер.

КВТ (входить в головний модуль) - семиступеневий, складається з вхідного направляючого апарату (ВНА), ротора, статора і клапанів перепуску повітря. ВНА КВТ кріпиться на проміжному корпусі і має можливість повороту лопаток для відбудови двигуна на стенді. Після налагодження лопатки ВНА фіксуються в обраному положенні.

Ротор КВТ - барабанно-дискової конструкції. Складається зі зварної секції 1-4 ступенів, з'єднаної болтами з переднім валом, колесами 5, 6, 7 ступенів і заднім валом. Ротор КВД з'єднується з турбіною високого тиску за допомогою стяжних болтів і утворює ротор високого тиску, встановлений на двох опорах. Передній кульковий підшипник встановлений в пружній опорі, змонтований в проміжному корпусі. Задній роликовий підшипник ротора високого тиску встановлений на масляному демпфері в корпусі опор турбін.

Робочі лопатки з'єднані з диском хвостовиком типу «ластівчин хвіст». Для забезпечення стійкої роботи двигуна при запуску і на малих режимах на КНТ і КВТ є клапани перепуску повітря за 3 ступенем КНТ і 4ступенем КВТ.

Контроль роботи підшипникових вузлів здійснюється за допомогою вібродіагностичної апаратури, а також установкою термостружкосигналізаторов. Турбіна двигуна - осьова, реактивна, чотирьохступенева. Турбіна складається з одноступеневої турбіни високого тиску, одноступеневої турбіни низького тиску, двоступеневої вільної турбіни ВТ.

Ротор ТВТ і ротор КВТ утворюють ротор високого тиску (ротор ВТ). Ротор ТНТ і ротор КНТ утворюють ротор низького тиску (ротор НТ).

Опорами роторів ТВТ і ТНТ, які є задніми опорами роторів ВТ і НТ, служать роликопідшипники, опорами ротора ВТ - шарикопідшипник і

роликотідшипники. Всі підшипники охолоджуються і змащуються маслом під тиском. Для запобігання нагріву підшипників гарячими газами їх масляні порожнини ізолювані радіально-торцевими контактними ущільненнями. Опори роторів турбін мають пристрої для гасіння коливань роторів, що виникають при роботі двигуна - масляні демпфери опор роторів.

Турбіна високого тиску (ТВТ) - складається з статора і ротора.

Ротор ТВД включає в себе робоче колесо і задній вал. Робоче колесо складається з диска, що має ялинкові пази, в кожному з яких встановлені ліва і права робочі лопатки. Ротор ТВТ кріпиться до заднього валу КВТ стяжними болтами, маючими призонні ділянки для центрування і передачі крутного моменту.

Статор - сопловий апарат ТВТ включає в себе зовнішній корпус, внутрішній корпус і сектора соплових лопаток між ними.

Турбіна низького тиску (ТНТ) - складається з статора і ротора.

Ротор ТНД складається з робочого колеса і вала, з'єднаного з ним болтами.

Робоче колесо складається з диска, що має на ободі «ялинкові» пази, в які

кріпляться робочі лопатки. Ротор ТНТ за допомогою з'єднання шліцами передає крутний момент на вал КНТ, який центрується в валу ротора ТНТ по поясам і кріпиться гайкою. Роликотідшипник ротора ТНТ монтується в статорі ТНТ.

Корпус ТВТ і ТНТ є силовим елементом двигуна, складається з корпусу задніх опор роторів ВТ і НТ, зовнішньої і внутрішньої обичайок, з'єднаних між собою силовими стійками і секторами соплових лопаток, змонтованих між ними. Сектори соплових лопаток мають зовнішні і внутрішні полки. Лопатки охолоджуються повітрям, що відбирають через третій ступінь КВТ.

Вільна турбіна (ВТ) - складається з ротора, статора і корпусу опор вільної турбіни.

Статор вільної турбіни складається з корпусу і двох соплових апаратів, набраних з окремих литих секторів по п'ять лопаток в секторі.

Диски ротора турбіни з'єднуються між собою і валом вільної турбіни болтами.

Лопатки, як соплові, так і робочі - неохолоджувані, диски вільної турбіни охолоджуються повітрям, що відбирають від проміжної ступені КВТ.

Робочі лопатки бандажовані. Напрямок обертання вільної турбіни двигуна Д-336-1 за ГОСТ 22378-77 проти годинникової стрілки, двигуна Д-336-2 - за годинниковою стрілкою.

1.3 Термодинамічний та газодинамічний розрахунок ГТУ

1.3.1 Термодинамічний розрахунок ГТУ

Метою термодинамічного розрахунку є визначення основних параметрів робочого тіла в характерних перерізах проточної частини ГТУ, питомої потужності та питомої витрати палива.

Вихідні дані:

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

температура газу $T_{г*} = 1370$ К;

ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{к*} = 21$;

ступінь підвищення тиску повітря в КНТ $\pi_{кнт*} = 5,25$;

в КВТ $\pi_{квт*} = 4,0$.

Параметри повітря на вході до ГТУ :

$T_n = 288$ К;

$P_n = 101325$ Па;

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

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

показник адіабати для газу $k_{г} = 1,33$;

газова стала для газу: $R_{г} = 288$ Дж/(кг·К);

Визначення параметрів повітря на вході до ГТУ.

Температура повітря:

$$T_6^* = T_H^* = T_H = 288 \text{ K}.$$

Коефіцієнт, що враховує втрати повного тиску в системі всмоктування повітря приймаємо $\sigma_{вх}=0,99$ [6] та визначаємо P_6^* :

$$P_6^* = P_H^* \cdot \sigma_{вх} = 0,99 \cdot 101325 = 100,312 \text{ Па}.$$

Відповідно до рекомендацій [6] приймаємо ККД КНТ $\eta_{КНТ}^* = 0,87$.

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

$$T_{КНТ}^* = T_B^* + \left(1 + \frac{(\pi_{КНТ}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{КНТ}^*} \right) = 288 + \left(1 + \frac{(5,25)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,87} \right) = 488,624 \text{ K};$$

$$P_{КНТ}^* = P_B^* \cdot \pi_{КНТ}^* = 100,312 \cdot 5,25 = 526,637 \text{ Па}.$$

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

$$L_{КНТ} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_{КНТ}^* - T_B^*) = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot (488,637 - 288) = 201527,0 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Відповідно до рекомендацій [7] приймаємо ККД КВТ $\eta_{КВТ}^* = 0,85$.

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

$$T_{КВТ}^* = T_{КНТ}^* + \left(1 + \frac{(\pi_{КВТ}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{КВТ}^*} \right) = 488,637 + \left(1 + \frac{(4,0)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,85} \right) = 767,999 \text{ K};$$

$$P_{КВТ}^* = P_{КНТ}^* \cdot \pi_{КВТ}^* = 526637,0 \cdot 4,0 = 2106550,0 \text{ Па}.$$

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

$$\begin{aligned} L_{КВТ} &= \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_{КВТ}^* - T_{КНТ}^*) = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot (767,999 - 488,637) = \\ &= 280632,0 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

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

$$L_K = L_{KHT} + L_{KBT} = 201527 + 280632 = 482159 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Приймаючи коефіцієнт відновлення повного тиску в КЗ $\sigma_{K3}=0,96$ [6] визначаємо тиск газу на виході з КЗ:

$$p_{\Gamma}^* = p_{KBT}^* \cdot \sigma_{K3} = 2106650 \cdot 0,96 = 2022280,0 \text{ Па}.$$

Відповідно до рекомендацій [6] середню теплоємність газів у КЗ розраховуємо з використанням залежності:

$$C_{K3} = 878 + 0,208 \cdot (T_{\Gamma}^* + 0,48 \cdot T_{KBT}^*) = 878 + 0,208 \cdot (1370 + 0,48 \cdot 767,999) = 1239,64 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Відносну витрату палива знаходимо, задаючись коефіцієнтом згоряння $\eta_{\Gamma}=0,95$ і приймаючи значення нижчої теплоти згоряння палива $H_u = 50 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ [7].

$$g_n = \frac{C_{K3} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{KBT}^*)}{H_u \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{1239,64 \cdot (1370 - 767,999)}{50 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 0.0157108.$$

Питоме підведене тепло в КЗ:

$$g_{ппит} = C_{K3} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{KBT}^*) = 1239,64 \cdot (1370 - 767,999) = 737505,0 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Для газоподібного палива можна прийняти:

$$L_o = 15,5 \frac{\text{кг(повітря)}}{\text{кг(газу)}}.$$

Загальний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ:

$$\alpha = \frac{1}{g_n \cdot L_o} = \frac{1}{0.0157108 \cdot 15,5} = 4,10649$$

Відповідно до рекомендацій [6] приймаємо:

відносну витрату повітря на охолодження деталей турбіни $q_{охл}=0,043$;

відносну витрату повітря для забезпечення систем станції $q_{в}=0,02$;

механічний ККД $\eta_M = 0,99$;

ККД ТВТ $\eta_{ТВТ}^* = 0,91$ і розраховуємо параметри за ТВТ:

$$T_{ТВТ}^* = T_{\Gamma}^* - \frac{L_{КВТ}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_M \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_6)} =$$

$$= 1370 - \frac{280632}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot (1 + 0,0157108) \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,043 - 0,02)} = 1119,15 K;$$

$$p_{ТВТ}^* = p_{\Gamma}^* \cdot (1 - \frac{L_{КВТ}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ТВТ}^* \cdot T_{\Gamma}^* \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_6)}) =$$

$$= 2022280 \cdot (1 - \frac{280632}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot 0,91 \cdot 1370 \cdot (1 + 0,0157108) \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,043 - 0,02)}) = 817745 Pa$$

Відповідно до рекомендацій [6] приймаємо ККД ТНТ $\eta_{ТНТ}^* = 0,91$ і розраховуємо параметри за ТНТ:

$$T_{ТНТ}^* = T_{ТВТ}^* - \frac{L_{КНТ}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_M \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_6)} =$$

$$= 1119,15 - \frac{201527}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot (1 + 0,0157108) \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,043 - 0,02)} = 939,014 K;$$

$$p_{ТНТ}^* = p_{ТВТ}^* \cdot (1 - \frac{L_{КНТ}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ТНТ}^* \cdot T_{ТВТ}^* \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_6)}) =$$

$$= 2022280 \cdot (1 - \frac{201527}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot 0,91 \cdot 939,014 \cdot (1 + 0,0157108) \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,043 - 0,02)}) =$$

$$448421 Pa.$$

Розраховуємо роботу турбіни газогенератора:

$$L_{TK} = \frac{L_K}{(1 + g_n) \cdot (1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_6)} = \frac{482159}{(1 + 0,0157108) \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,043 - 0,02)} = 511736 \frac{Дж}{кг}.$$

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

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

Ступень розширення в СТ:

$$\pi_T^* = \frac{p_{THT}^*}{p_T^*} = \frac{448421}{106391} = 4,2148.$$

Відповідно до рекомендацій [6] приймаємо ККД СТ $\eta_{CT}^* = 0,92$ і розраховуємо роботу СТ:

$$L_T = \frac{k_z}{k_z - 1} \cdot R_T \cdot \eta_{CT}^* \cdot T_{THT}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\pi_T^* \right)^{\frac{k_z}{k_z - 1}}} \right) =$$

$$= \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,92 \cdot 939,014 \cdot \left(1 - \frac{1}{4,214^{\frac{1,33}{1,33 - 1}}} \right) = 301015 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Розраховуємо температуру за СТ:

$$T_T^* = T_{THT}^* - \frac{L_T}{\frac{k_z}{k_z - 1} \cdot R_T \cdot \eta_{CT}^*} = 939,014 - \frac{301015}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,92} = 657,13 \text{ К.}$$

Розраховуємо витрати повітря крізь ГТУ:

$$G_n = \frac{N_e}{L_T} = \frac{16000000}{301015} = 52,8599 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій [6] приймаємо механічний ККД СТ $\eta_{мех}^* = 0,99$ і розраховуємо питому потужність СТ:

$$N_{num} = \eta_{мех}^* \cdot L_T \cdot \frac{1 + g_n}{1000000} = 0,99 \cdot 301015 \cdot \frac{1 + 0,0150511}{1000000} = 0,303 \cdot \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Розраховуємо питому витрату палива ГТУ:

$$C_e = \frac{3600 \cdot g_n}{N_{num} \cdot 1000} = \frac{3600 \cdot 0,0150511}{0,296 \cdot 1000} = 0,1868 \frac{\text{кг}}{\text{МВт} \cdot \text{год}}.$$

Розраховуємо ефективний ККД ГТУ:

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Аерокосмічний факультет
Кафедра авіаційних двигунів
Освітній ступінь: бакалавр
Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітньо-професійна програма: Газотурбінні установки і компресорні станції

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

д.т.н., професор _____ М.С.Кулик

« » _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи

Курилка Олександра Вікторовича

1. Тема дипломної роботи: «Газотурбінна установка простого циклу з розробкою діагностичної моделі її робочого процесу » затверджена наказом від «21 » _05._2020 № 630/ст.
2. Термін виконання: 18. 05. 2020 – 21.06.2020.
3. Вихідні дані для дипломної роботи: параметри двигуна на номінальному режимі роботи $T_H = 288K$; $p_H = 101325 Па$; $T_c^* = 1350 - 1390$ К, потужність на вільному валу 16 МВт.
4. Зміст пояснювальної записки: Вступ, розрахунок робочого процесу газотурбінної установки, розрахунок на міцність її основних деталей, аналіз існуючих методів визначення несправностей ГТУ, еталонна діагностична модель робочого процесу двигуна, загальні висновки, список використаної літератури.
5. Перелік обов'язкового графічного (ілюстративного) матеріалу: переріз ГТУ, плакат до спеціальної частини.

$$\eta_e = \frac{L_T}{g_{нтур}} = \frac{301015}{737505} = 0,408.$$

1.3.2 Газодинамічний розрахунок

Метою газодинамічного розрахунку є визначення діаметральних розмірів у характерних перерізах проточної частини ГТУ, кількості роторів і частот їх обертання, числа ступенів компресора і турбіни, розподілу роботи стиснення (розширення) між каскадами та ступенями, уточнення параметрів ГТУ.

У якості вихідних даних використовуються результати термодинамічного розрахунку ГТУ.

Схема першої ступені КНТ, що побудовано за законом $D_{сер} = D_{сер1} = D_{сер2} = D_{сер3} = const$ наведена на рис.1.

На схемі (рис. 1.) визначені наступні перерізи ступені КНТ:

- 1 - 1 – вхід до робочого колеса;
- 2 - 2 – вихід з робочого колеса і вхід до спрямляючого апарату;
- 3 - 3 – вихід з спрямляючого апарату.

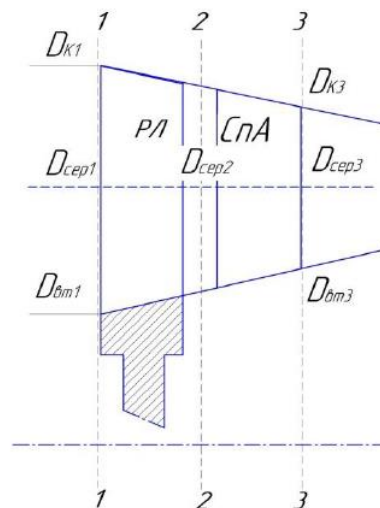


Рис.1.1 Схема першої ступені КНТ

Вихідними даними для газодинамічного розрахунку ступені є результати термодинамічного розрахунку ГТУ та дані, що визначені відповідно до рекомендацій [6]:

витрата повітря через компресор $-G_{\pi} = 52,8599 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

повна температура повітря на вході до першого ступеня КНТ - $T_1^* = 288\text{K}$;

повний тиск на вході до ступеня КНТ - $p_a^* = 100312 \text{ Па}$;

осьова швидкість потоку на вході до першого ступеня КНТ $C_{aa} = 175 \frac{\text{М}}{\text{с}}$;

колова швидкість на зовнішньому діаметрі $u_{K-1} = 350 \frac{\text{М}}{\text{с}}$;

робота 1 ступеня КНТ $-L_{CT1} = 33587,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$;

ККД 1 ступеня КНТ $-\eta^*_{ст} = 0,92$;

відносний діаметр втулки на вході $d_{1BT} = \frac{D_{1BT}}{D_{1K}} = 0,613$ - визначаємо за

прототипом;

густота решітки в РК на втулковому радіусі приймаємо $\left(\frac{e}{t}\right)_{BT} = 2,0$;

коефіцієнт відновлення повного тиску в направляючому апараті першого

ступеня $\sigma_{HA} = 0,99$;

зменшення осьової швидкості в 1 ступені ($\Delta C_a = 0 \dots 10,0 \frac{\text{М}}{\text{с}}$) – приймаємо

$$\Delta C_a = 5,0 \frac{\text{М}}{\text{с}} ;$$

коефіцієнт витрати повітря

$$m_n = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R}} = 0,0404 .$$

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

$$T_1 = T_a^* - \frac{C_{aa}^2}{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R} = 288 - \frac{175^2}{2 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287} = 272,756\text{K} ;$$

$$p_1 = p_a^* \left(\frac{T_1}{T_a^*}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 100,312 \cdot \left(\frac{272,756}{288}\right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}} = 82925,6 \text{ Па} ;$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{82925,6}{287,3 \cdot 272,756} = 1,05933 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Площа вхідного перерізу:

$$F_1 = \frac{G_n}{\rho_1 \cdot C_{ga}} = \frac{52,8599}{1,05933 \cdot 175} = 0,285 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр на вході:

$$D_{1K} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot (1 - d_{1BT}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,285}{3,14 \cdot (1 - 0,613^2)}} = 0,763 \text{ м},$$

Діаметр втулки на вході до РК:

$$D_{1BT} = D_{1K} \cdot d_{1BT} = 0,763 \cdot 0,613 = 0,468 \text{ м}.$$

Середній діаметр на вході до РК:

$$D_{1CEP} = \frac{D_{1K} + D_{1BT}}{2} = \frac{0,763 + 0,468}{2} = 0,615 \text{ м}.$$

Висота лопатки на вході до РК:

$$h = \frac{D_{1K} - D_{1BT}}{2} = \frac{0,763 - 0,468}{2} = 0,148 \text{ м}.$$

Зовнішній радіус на вході до РК:

$$r_{1K} = \frac{D_{1K}}{2} = \frac{0,762}{2} = 0,381 \text{ м}.$$

Середній радіус на вході до РК:

$$r_{1CEP} = \frac{D_{1CEP}}{2} = \frac{0,615}{2} = 0,308 \text{ м}.$$

Середній відносний радіус на вході до РК:

$$\bar{r}_{1CEP} = \sqrt{\frac{1 - d_{1BT}^2}{2}} = \sqrt{\frac{1 - 0,613^2}{2}} = 0,829.$$

Радіус втулки на вході до РК:

$$r_{1BT} = \frac{D_{1BT}}{2} = \frac{0,468}{2} = 0,234 \text{ м.}$$

Визначаємо частоту обертання ротора КНТ:

$$n_{KHT} = \frac{60 \cdot u_{K_KHT}}{\pi \cdot D_{1K}} = \frac{60 \cdot 350}{3,14 \cdot 0,763} = 8769,59 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$u_{K_KHT} = 350 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - колова швидкість на зовнішньому діаметрі, визначаємо відповідно до рекомендацій [6].

Визначаємо колову частоту обертання ротора КНТ:

$$\omega_{KHT} = \frac{n_{KHT} \cdot \pi}{30} = \frac{8769,59 \cdot 3,14}{30} = 917,884 \frac{1}{\text{с}}.$$

За результатами термодинамічного розрахунку питома робота КНТ

$$L_{KHT} = 201527,0 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Коефіцієнт навантаження КНТ $\mu_{KH} = 0,36$.

За відомою коловою швидкістю на периферійному перерізі обчислюємо колову швидкість біля втулки РК:

$$u_{1BT} = u_{k_1} \cdot \frac{D_{1BT}}{D_{1K}} = 350 \cdot \frac{0,468}{0,763} = 214,55 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

та на середньому радіусі

$$u_{1CEP} = u_{k_1} \cdot \frac{D_{1CEP}}{D_{1K}} = 282,275 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Кількість ступенів КНТ:

$$z_{CT_KHT} = \frac{L_{KHT}}{u_{CEPKHT}^2 \cdot \mu_{HKHT}} = 6,95.$$

Питома робота першого ступеня КНТ

$$L_{CT1} = \frac{L_{KHT}}{z_{CTKHT}} = 33587,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Розрахуємо повну температуру і тиск на виході з першого ступеня КНТ:

$$T_3 = T^*_2 = T^*_1 = -\frac{L_{CT-1}}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 321,437 K$$

;

$$p_3^* = p^*_1 \left(\frac{L_{CT-1} \cdot \eta^*_{CT}}{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_3^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 142043,0 Pa$$

.

Ступень підвищення тиску ступені визначаємо за співвідношенням

$$\pi_{CT}^* = \frac{p_3^*}{p^*_1} = 1,41602.$$

Повний тиск повітря за РК

$$p^*_2 = \frac{p_3^*}{\sigma_{HA}} = 143478,0 Pa.$$

Статична температура

$$T_2 = T^*_2 - \frac{C_{2a}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 321,437 - \frac{170^2}{2 \cdot \frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 287 = 307 K$$

.

Статичний тиск

$$p_2 = \frac{p_2^*}{\left(\frac{T^*_2}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}} = 168415 Pa$$

.

Осьова швидкість на виході з НА

$$C_{3a} = C_{6a} - \Delta C_a = 170,0 \frac{M}{c}.$$

$$\lambda_{3a} = \frac{C_{3a}}{18,3 \sqrt{T^*_3}} = 0,5181.$$

Відносна щільність току на виході з НА

$$q(\lambda_{3a}) = \lambda_{3a} \cdot \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{3a}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,729.$$

Площа перерізу на виході з НА

$$F_3 = \frac{G_n \cdot \sqrt{T_3^*}}{m_n \cdot p_3^* \cdot q(\lambda_{3a})} = 0,2266 \text{ м}^2$$

Для розрахунку втулкового, периферійного діаметру і висоти лопатки на виході з НА першого 1 ступеня КНТ складаємо систему рівнянь:

$$D_{K3}^2 - D_{BT3}^2 = \frac{4 \cdot F_3}{\pi};$$

$$D_{K3} = D_{CEP3} + h_{л3};$$

$$D_{BT3} = D_{CEP3} - h_{л3}.$$

Рішення системи рівнянь дозволяє отримати висоту лопатки НА першого ступеня КНТ $h_{л3} = 0,117$ м, а діаметри:

$$D_{K3} = D_{CEP3} + h_{л3} = 0,7323.$$

$$D_{BT3} = D_{CEP3} - h_{л3} = 0,4978.$$

Площа на виході з РК

$$F_2 = \frac{F_1 + F_3}{2} = 0,2559.$$

За відомою коловою швидкістю на периферійному перерізі обчислюємо колову швидкість біля втулки РК:

$$u_{1BT} = u_{K-1} \cdot \frac{D_{1BT}}{D_{1K}} = 214,55 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

та на середньому радіусі:

$$u_{1CEP} = u_{K-1} \cdot \frac{D_{1CEP}}{D_{1K}} = 282,275 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Розраховуємо закручування потоку біля втулки РК

$$\Delta W u_{BT} = \frac{L_{CT-1}}{u_{BT-1}} = 156,55 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Розраховуємо відносну швидкість потоку в периферійному, середньому і втулковому перерізах:

$$W_{1K} = \sqrt{C_{1a}^2 + u_{K-1}^2} = 391,312 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$W_{1CEP} = \sqrt{C_{1a}^2 + u_{CEP-1}^2} = 332,121 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$W_{1BT} = \sqrt{C_{1a}^2 + u_{1BT}^2} = 276,869 \frac{M}{c}.$$

Розраховуємо повну температуру потоку в периферійному, середньому і втулковому перерізах:

$$T_{1W_K}^* = T_B^* + \frac{u_{K-1}^2}{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R} = 348,945 ;$$

$$T_{1W_CEP}^* = T_B^* + \frac{u_{CEP-1}^2}{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R} = 327,7 K ;$$

$$T_{1W_BT}^* = T_B^* + \frac{u_{BT-1}^2}{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R} = 310,901 K .$$

Розраховуємо критичну швидкість потоку в периферійному, середньому і втулковому перерізах:

$$W_{KP_K} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_{1W_K}^*} = 341,845 \frac{M}{c} ;$$

$$W_{KP_CEP} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_{1W_CEP}^*} = 331,246 \frac{M}{c} ;$$

$$W_{KP_BT} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_{1W_BT}^*} = 322,673 \frac{M}{c} .$$

Розраховуємо зведену швидкість потоку в периферійному, середньому і втулковому перерізах:

$$\lambda_{W1_K} = \frac{W_{1_K}}{W_{KP_K}} = 1,1447 ;$$

$$\lambda_{W1_CEP} = \frac{W_{1_CEP}}{W_{KP_CEP}} = 1,00264 ;$$

$$\lambda_{W1_BT} = \frac{W_{1_BT}}{W_{KP_BT}} = 0,858 .$$

У зв'язку з тим, що на середньому і периферійному діаметрах зведена швидкість більше одиниці, для забезпечення дозвукової першої ступені

зменшуємо зведену швидкість на периферійному діаметрі до $\lambda'_{w1_K} = 0,95$ і розраховуємо відносну швидкість потоку на периферійному діаметрі:

$$W_{1_K} = \lambda'_{w1_K} \cdot 18,3 \sqrt{T^*_{1W_K}} = 324,753 K.$$

Визначаємо попередньо закручування потоку в РК на периферійному діаметрі

$$C'_{1uK} = u_{K-1} - \sqrt{W_{1_K}^2 - C_{1a}^2} = 76,432 \frac{M}{c},$$

і на втулковому діаметрі

$$C'_{1uBT} = C'_{1uK} \cdot \frac{D_{1BT}}{D_{1K}} = 124,685 \frac{M}{c}.$$

Розраховуємо кут між вектором швидкості на вході і осьовим напрямком

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{C_{1a}}{C'_{1uK}}\right) = 66,4066^\circ.$$

Проекція відносної швидкості біля втулки на коловий напрям

$$W_{1u_BT} = u_{1BT} - C'_{1uBT} = 138,118 \frac{M}{c}.$$

Набуте значення $\Delta W_{u_BT} = 156,55 \frac{M}{c} > W_{1_BT} = 138,118 \frac{M}{c}$ вказує, що кут більше ніж 90 градусів, що є неприпустимим для ступеня ОК, тому зменшуємо колову складову осьової швидкості до $C'_{1uBT} = 40,0 \frac{M}{c}$, тоді

$$W_{1u_BT} = u_{1BT} - C'_{1uBT} = 174,55 \frac{M}{c};$$

$$W_{1_BT} = \sqrt{W_{1u_BT}^2 + C_{1a}^2} = 247,169 \frac{M}{c};$$

$$T^*_{1W_BT} = T_B + \frac{(u_{1BT} - 2 \cdot C'_{1uBT}) \cdot u_{1BT}}{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R} = 302,362 K;$$

$$\lambda_{w1BT} = \frac{W_{1_BT}}{18,3 \cdot \sqrt{T^*_{1W_BT}}} = 0,7767;$$

$$\alpha_{1_BT} = \arctg\left(\frac{C_{1a}}{C'_{1uBT}}\right) = 77,125^{\circ};$$

$$\beta_{1_BT} = \arctg\left(\frac{C_{1a}}{W_{1u_BT}}\right) = 45,07^{\circ};$$

$$\Delta C_{u_BT} = \Delta W_{u_BT} = 156,55 \frac{M}{c}.$$

Осьова складова швидкості на виході з РК

$$C_{2a} = C_{1a} - \Delta C_a = 170,0 \frac{M}{c}.$$

Колова складова швидкості на виході з РК

$$C_{2u} = C'_{1uBT} - \Delta C_{u_BT} = 196,55 \frac{M}{c}.$$

Швидкість на виході з РК на втулковому діаметрі

$$C_{2_BT} = \sqrt{C_{2a_BT}^2 + C_{2u}^2} = 259,87 \frac{M}{c}.$$

Колова складова відносної швидкості потоку на втулковому діаметрі на виході з РК

$$W_{2u_BT} = u_{1BT} - C_{2uBB} = 18 \frac{M}{c}.$$

Відносна швидкість потоку на втулковому діаметрі на виході з РК

$$W_{2_BT} = \sqrt{W_{2u_BT}^2 + C_{2a}^2} = 170,95 \frac{M}{c}.$$

Кут на виході з РК на втулковому діаметрі

$$\beta_{2_BT} = \arctg\left(\frac{C_{2a}}{W_{2u_BT}}\right) = 83,95^{\circ};$$

Кут повороту потоку в РК на втулковому діаметрі

$$\Delta\beta_{BT} = \beta_{2BT} - \beta_{1BT} = 38,88^{\circ}.$$

Середній кут повороту потоку в РК на втулковому діаметрі

$$\beta_{CEP} = \frac{(\beta_{2BT} + \beta_{1BT})}{2} = 64,51^\circ$$

Будуємо план швидкостей на втулковому діаметрі лопаткового вінця РК першого ступеня (рис.1.2.):

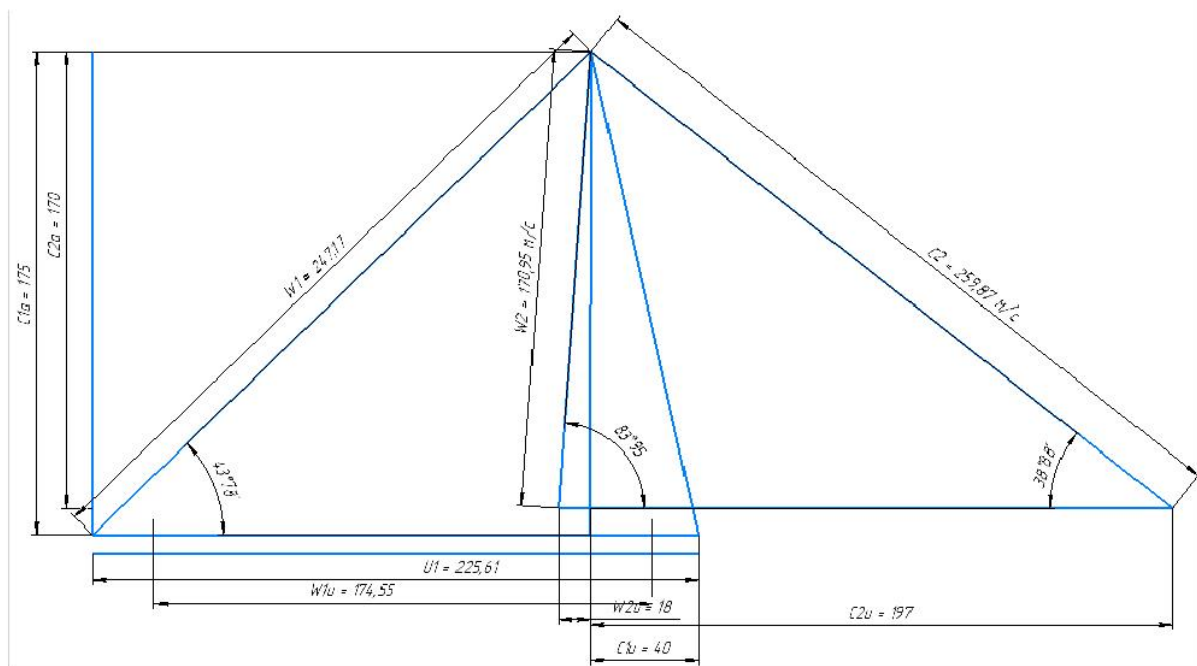


Рис.1.2 План швидкостей на втулковому діаметрі лопаткового вінця РК першого ступеня

За визначеними $\Delta\beta_{BT}=38,88^\circ$, $\beta_{2_BT}=83,95^\circ$ та з використанням залежності [6] (рис.1.3.) повороту потоку в решітці і кута виходу з решітки.

6. Календарний план-графік

№ пор.	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1	Вступ, аналіз існуючих методів діагностування ГТУ	18.05-22.05.20	
2	Вибір основних параметрів робочого процесу ГТУ	23.05- 25.05 .20	
3	Розрахунок робочого процесу ГТУ	26.05-29.05.20	
4	Конструкція ГТУ	30.05– 5.06.20	
5	Спеціальна частина	6.06 – 7.06.20	
6	Оформлення пояснювальної записки	8.06 - 10.06.20	
7	Перевірка на плагіат	11.06-12.06.20	
8	Виконання креслень	12.06 – 16.06.20	

8. Дата видачі завдання: _____ 2020 р.

Керівник дипломної роботи _____ О.С.Якушенко

Завдання прийняв до виконання _____ О.В.Курилко

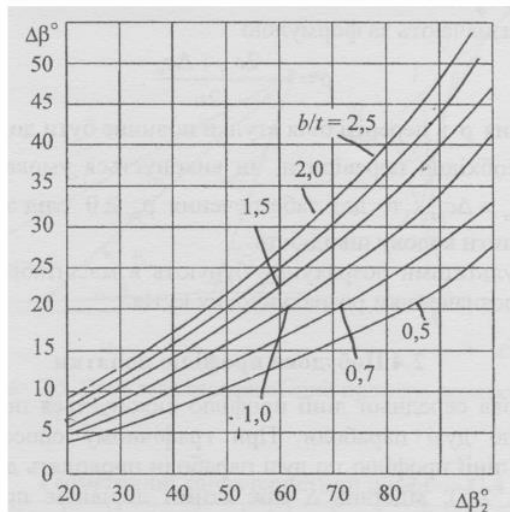


Рис.1.3 Узагальнені залежності густини кута

Приймаємо густоту решітки в РК на втулковому діаметрі $\left(\frac{b}{t}\right)_{BT} = 2,0$.

Ширина ободу РК визначається відповідно до рекомендацій [8]

$$S = (0,25 \dots 0,4) \cdot h_{л2},$$

приймаємо $S = 0,4 \cdot h_{л2} = 0,5296 \text{ м}$ і будуємо ширину ободу з кутами входу, виходу і середній кут на втулковому діаметрі (рис. 1.4.) для визначення хорди профілю корінного перерізу лопатки РК:

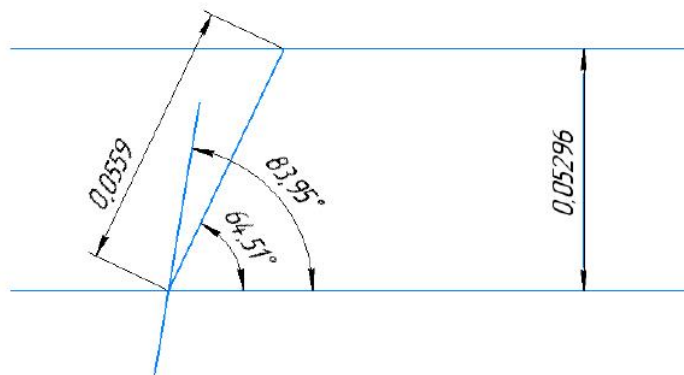


Рис. 1.4 Визначення хорди профіля

З креслення (рис.2.) за масштабом визначаємо хорду профіля корінного перерізу лопатки РК $b=0,0599 \text{ м}$.

Крок решітки корінного перерізу лопатки РК

$$t = \frac{b_{BT}}{(b/t)_{BT}} = 0,02995_m$$

Визначаємо кількість лопаток РК:

$$z = \frac{\pi \cdot D_{1-BT}}{t} = 49$$

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

$$r_{BXBT} = 0,02 \cdot b_{BT} = 0,001198_m$$

Радіус кола, що вписаний до профіля решітки РК на виході втулковому радіусі

$$r_{ВИИХВ} = 0,01 \cdot b_{BT} = 0,000599_m$$

Профіль корінного перерізу лопатки (рис.1. 5.) будуємо з використанням даних термодинамічного і газодинамічного розрахунків у системі автоматизованого проектування КОМПАС 3D 2017[9].

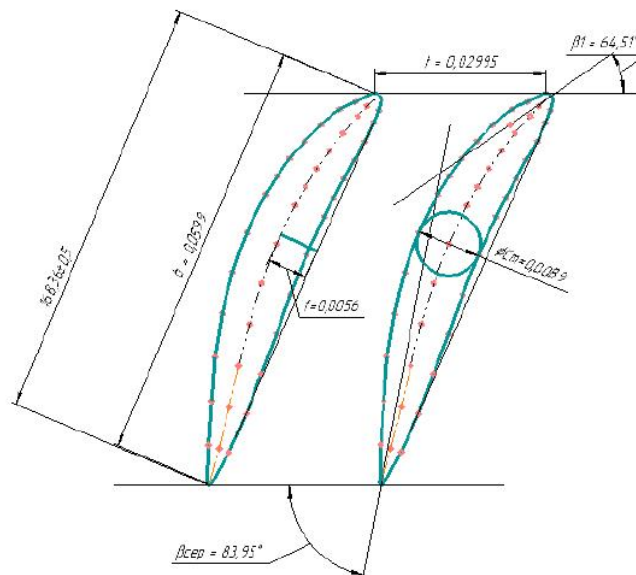


Рис. 1.5 Схема корінного перерізу лопатки робочого колеса 1-го ступеня КНТ

З креслення (рис.1.5.) за масштабом визначаємо:

Максимальну товщину профіля:

$$Cm = 0,0089 м.$$

Максимальний прогин профіля:

$$f = 0,0056 м.$$

Площу корінного перерізу лопатки:

$$F_l = 0,000462 м.^2$$

При профілюванні робочої лопатки останньої ступені дозвукового КНТ відповідно до рекомендацій [8] визначаємо осьову швидкість потоку на виході з КНТ $C_{KHa} = 145,0 \frac{м}{с}$.

Розрахуємо температуру, тиск і густину на виході з КНТ:

$$T_{KHT} = T^*_{KHT} - \frac{C_{KHa}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 478,16 K ;$$

$$p_{KHT} = p^*_{KHT} \left(\frac{T_{KHT}}{T^*_{KHT}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 568095 Па ;$$

$$\rho_{KHT} = \frac{p_{KHT}}{R \cdot T_{KHT}} = 4,14 \frac{кг}{м^3} .$$

Площа вихідного перерізу:

$$F_{KHT} = \frac{G_n}{\rho_{KHT} \cdot C_{KHa}} = 0,0881 м^2 .$$

Зовнішній діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2KH} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{KH}}{\pi \cdot (1 - d_{KHBT}^2)}} = 0,706 м ,$$

де $d_{KHBT} = \frac{D_{2KHBT}}{D_{2KH}} = 0,85$ - відносний діаметр втулки на виході з КНТ –

визначаємо за прототипом.

Втулковий діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2BTH} = D_{2KH} \cdot d_{KHBT} = 0,524 \text{ м}.$$

Середній діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2CEP} = \frac{(D_{2BTH} + D_{2KH})}{2} = 0,615 \text{ м}.$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі РК:

$$u_{CEPKHT} = u_{K_KHT} \cdot \frac{D_{2CEP}}{D_{2KH}} = 304,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій [8] коефіцієнт теоретичного напору ступенів КНТ приймаємо $\mu_{HKHT} = 0,37$.

Кількість ступенів КНТ:

$$z_{KHT} = \frac{L_{KHT}}{u_{CEPKHT}^2 \cdot \mu_{HKHT}} \approx 6.$$

Профілювання КВТ.

Периферійний діаметр на вході до КВТ визначаємо за прототипом:

$$D_{1KB} = D_{2KH} \cdot 0,99 = 0,699 \text{ м}.$$

Втулковий діаметр на вході до КВТ:

$$D_{1BTH} = D_{2BTH} \cdot 0,98 = 0,519 \text{ м}.$$

Периферійний діаметр на виході з КВТ визначаємо за прототипом:

$$D_{2KB} = D_{1KB} \cdot m_{KBT} = 0,624 \text{ м}.$$

Втулковий діаметр на виході з КВТ:

$$D_{2BTH} = D_{1BTH} \cdot m_{KBT} = 0,574 \text{ м}.$$

де $m_{KBT} = 0,893$ - масштаб прототипу.

Середній діаметр на виході з КВТ:

$$D_{2BCEP} = \frac{(D_{2BTH} + D_{2KB})}{2} = 0,599 \text{ м}.$$

Відповідно до рекомендацій [8] визначаємо осьову швидкість потоку на виході з КВТ $C_{Ka} = 120 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$

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

$$T_K = T_K^* - \frac{C_{Ka}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 761K;$$

$$p_K = p_K^* \left(\frac{T_K}{T_K^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2106550 Pa;$$

$$\rho_K = \frac{p_K}{R \cdot T_K} = 9,34 \frac{кг}{м^3}.$$

Площа вхідного перерізу КВТ:

$$F_K = \frac{G_n}{\rho_K \cdot C_{Ka}} = 0,04718 м^2.$$

Визначаємо частоту обертання ротора КВТ:

$$n_{KBT} = \frac{60 \cdot u_{K_KBT}}{\pi \cdot D_{2K}} = 10099,00 \frac{об}{хв},$$

де $u_{K_KBT} = 330 \frac{м}{с}$ - колова швидкість на зовнішньому діаметрі [6].

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на виході з КВТ:

$$u_{CERPBT} = u_{K_KBT} \cdot \frac{D_{2BCEP}}{D_{2KB}} = 316,65 \frac{м}{с}.$$

Відповідно до рекомендацій [6] коефіцієнт теоретичного напору ступенів КВТ приймаємо $\mu_{HKHT} = 0,395..$

Кількість ступенів КВТ:

$$z_{KBT} = \frac{L_{KBT}}{u_{CERPBT}^2 \cdot \mu_{HKHT}} = 6,97 \approx 7.$$

Профілювання ТВТ.

Втулковий діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{Г1BT} = D_{2K3} = 0,599 м.$$

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

$$T_{1TB} = \frac{T_{Г}^*}{1 + \frac{k_{Г}-1}{2} \cdot M_{Г}^2} = 1111,81K;$$

$$p_{1TB} = p_{\Gamma}^* \cdot \left(\frac{T_{1TB}}{T_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} = 871648 \text{ Па};$$

$$\rho_{1TB} = \frac{p_{1TB}}{R_{\Gamma} \cdot T_{1TB}} = 2,722 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Швидкість на вході до ТВТ:

$$C_{\Gamma} = M_{\Gamma} \cdot \sqrt{R_{\Gamma} \cdot T_{1TB} \cdot k_{\Gamma}} = 130,517 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площа вхідного перерізу ТВТ:

$$F_{\Gamma} = \frac{G_n \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - q_{\text{охл}} - q_6)}{\rho_{1TB} \cdot C_{\Gamma}} = 0,1416 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{\Gamma1K} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\Gamma}}{\pi} + D_{1ГВТ}^2} = 0,734 \text{ м}.$$

Середній діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{\Gamma1CEP} = \frac{D_{\Gamma1K} + D_{1ГВТ}}{2} = 0,667 \text{ м}.$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на вході до ТВТ:

$$u_{CEP\Gamma BT} = u_{K-KBT} \cdot \frac{D_{\Gamma1CEP}}{D_{\Gamma1K}} = 299,63 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій [6] приймаємо $k_{Bt} = 3$.

Кількість ступенів ТВТ:

$$z_{TBT} = \frac{L_{KBT}}{u_{CEP\Gamma BT}^2 \cdot k_{Bt}} = 0,98 \approx 1.$$

Профілювання ТНТ.

Втулковий діаметр на вході до ТНТ визначаємо за прототипом:

$$D_{H1BT} = 0,58 \text{ м}.$$

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

$$T_{1TH} = \frac{T_{TB}^*}{1 + \frac{k_{\Gamma} - 1}{2} \cdot M_{\Gamma}^2} = 925,27 \text{ К};$$

$$p_{\text{VTB}} = p_{\Gamma}^* \cdot \left(\frac{T_{\text{VTH}}}{T_{\text{TB}}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} = 422556 \text{ Па};$$

$$\rho_{\text{VTB}} = \frac{p_{\text{VTH}}}{R_{\Gamma} \cdot T_{\text{VTH}}} = 1,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Швидкість на вході до ТНТ:

$$C_H = M_{\Gamma} \cdot \sqrt{R_{\Gamma} \cdot T_{\text{VTH}} \cdot k_{\Gamma}} = 178,599 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площа вихідного перерізу ТНТ:

$$F_H = \frac{G_n \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - q_{\text{охл}} - q_a)}{\rho_{\text{VTH}} \cdot C_H} = 0,178 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр на виході з ТВТ:

$$D_{\text{H1K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_H}{\pi}} + D_{\text{H1BT}}^2 = 0,787 \text{ м}.$$

Середній діаметр на виході з ТНТ:

$$D_{\text{H1CEP}} = \frac{D_{\text{H1K}} + D_{\text{H1BB}}}{2} = 0,667 \text{ м}.$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі ТНТ:

$$u_{\text{CEPТНТ}} = u_{\text{KH}} \cdot \frac{D_{\text{H1CEP}}}{D_{\text{H1K}}} = 296,46 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій [8] приймаємо $k_{\text{H}} = 2,25$.

Кількість ступенів ТНТ:

$$z_{\text{ТНТ}} = \frac{L_{\text{КНТ}}}{u_{\text{CEPТНТ}}^2 \cdot k_{\text{H}}} = 0,98 \approx 1.$$

Профілювання СТ.

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

$$D_{\text{CT1BT}} = 0,667 \text{ м}.$$

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

$$T_{\text{1CT}} = \frac{T_{\text{CT}}^*}{1 + \frac{k_{\Gamma}-1}{2} \cdot M_{\Gamma}^2} = 652,822 \text{ К};$$

$$p_{1CT} = p_{\Gamma}^* \cdot \left(\frac{T_{1CT}}{T_{CT}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} = 103608 \text{ Па} ;$$

$$\rho_{1CT} = \frac{p_{1CT}}{R_{\Gamma} \cdot T_{1CT}} = 0,55 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} .$$

Швидкість на вході до СТ:

$$C_{CT} = M_{\Gamma} \cdot \sqrt{R_{\Gamma} \cdot T_{1CT} \cdot k_{\Gamma}} = 103,608 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Площа вихідного перерізу СТ:

$$F_{CT} = \frac{G_n \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - q_{охл} - q_a)}{\rho_{1CT} \cdot C_{CT}} = 0,9128 \text{ м}^2 .$$

Зовнішній діаметр на виході з СТ:

$$D_{CT1K} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{CT}}{\pi} + D_{CT1BT}^2} = 1,0775 \text{ м} .$$

Середній діаметр на виході з СТ:

$$D_{CT1CEP} = \frac{D_{CT1K} + D_{1CTBT}}{2} = 0,815 \text{ м} .$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на виході з СТ:

$$u_{CEPCT} = u_{CT} \cdot \frac{D_{CT1CEP}}{D_{CT1K}} = 279,71 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Відповідно до рекомендацій [8] приймаємо $k_{CTi} = 1,9$.

Кількість ступенів СТ:

$$z_{CT} = \frac{L_e}{u_{CEPCT}^2 \cdot k_{CTi}} = 1,97 \approx 2 .$$

Зміна температури, тиску та геометричних розмірів у перерізах ГТУ наведена на рис. 1.6.

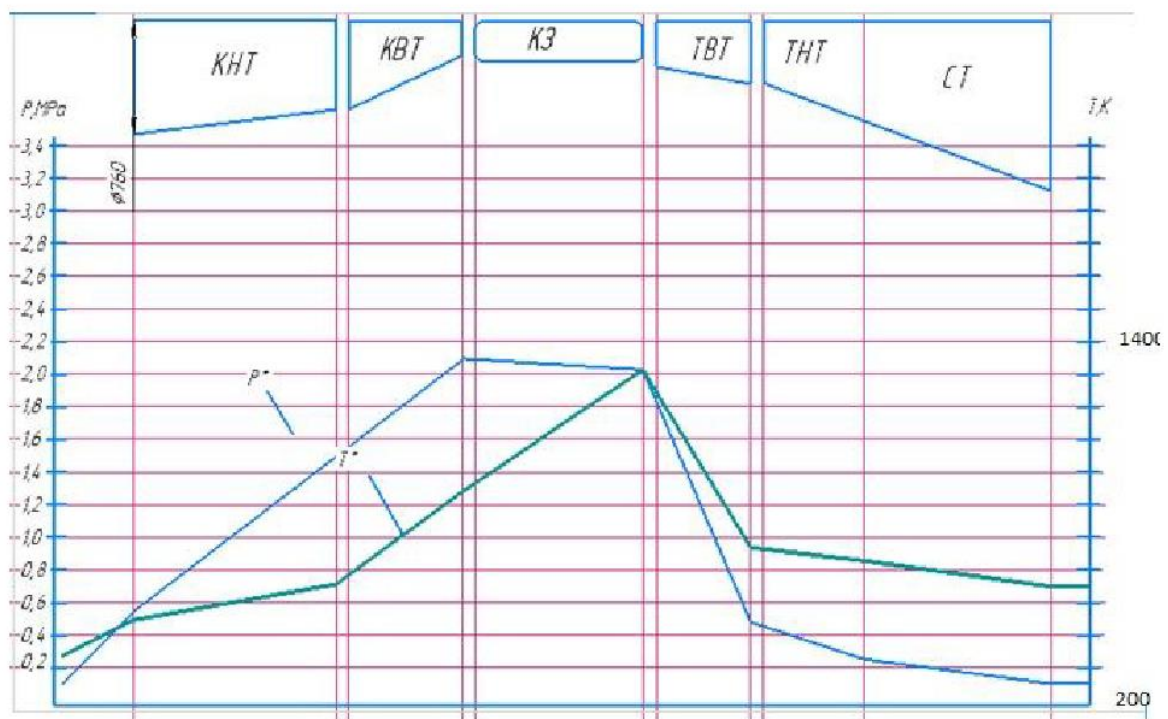


Рис. 1. 6 Зміна температури, тиску і геометричних розмірів у перерізах ГТУ, що проектується

Висновки за розділом 1

1. В результаті термодинамічного розрахунку визначено параметри робочого тіла в характерних перерізах проточної частини, питому потужність та питому витрату палива.
2. В результаті газодинамічного розрахунку визначено геометричні розміри характерних перерізів, кінематичних параметрів потоку кількості роторів і частот їх обертання, числа ступенів компресора і турбіни.



Реферат

Пояснювальна записка до дипломної роботи “ Газотурбінна установка простого циклу з розробкою діагностичної моделі її робочого процесу ” містить: 94 сторінки , 24 рисунків, 3 таблиці, 18 використаних джерел.

Мета дипломної роботи : є проектування ГТУ потужністю 16,0 МВт простого циклу з розробкою діагностичної моделі її робочого процесу.

Об’єкт дослідження : ГТУ простого циклу.

Для досягнення мети дипломної роботи необхідно вирішити наступні завдання і провести:

- аналіз напрямів підвищення ефективності ГТУ ГПА;
- термодинамічний та газодинамічний розрахунок ГТУ;
- розробку конструктивної схеми ГТУ та перевірку на міцність її основних елементів;
- опис основних систем, що забезпечують роботу ГТУ;
- розробка еталонної діагностичної моделі ГТУ.

Кафедра авіаційних двигунів				НАУ 20.05.96. 000 ПЗ			
Розробив	Курилко О.			РЕФЕРАТ		Лист	Листів
Керівник	Якушенко О.С.						
					6.050604		
Нормоконт.							
Зав.каф.	Кулик М.С.						

2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГТУ

2.1 Розрахунок на міцність лопатки компресора ГТД

Вихідні дані для проектування профілю лопатки першого ступеня КНТ, за результатами газодинамічного розрахунку, наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для проектування профілю лопатки

Найменування	Позначення	Розмірність	Розмір
Хорда лопатки	b	м	0,0599
Крок решітки	t	м	0,0299
Кількість лопаток	z	од.	49,000
Кут на вході до РК	β_1	град.	45,070
Кут на виході з РК	β_2	град.	83,950
Частота обертання	n	об/хв.	8769,590
Радіус втулкового перерізу лопатки	r_{BT}	м	0,234
Радіус зовнішнього перерізу лопатки	r_K	м	0,381

Кафедра авіаційних двигунів				НАУ 20.05.96. 000 ПЗ			
Розробив	Курилко О.			Розділ 2		Лист	Листів
Керівник	Якушенко О.С.						
Нормоконт.							
Зав.каф.	Кулик М.С.				6.050604		

Проектування профілю корінного перерізу лопатки першого ступеня КНТ здійснюємо з використанням програмного середовища КОМПАС-3D V17 (див. рис. 2.1).

З використанням програмних засобів програмного середовища КОМПАС-3D V17 знаходимо центр тяжіння перерізу лопатки. Через центр тяжіння перерізу проводимо головні центральні осі інерції ξ і η . Вісь ξ проходить паралельно хорді, а вісь η - перпендикулярно їй. Далі визначається кут β між осями η і x (вісь x паралельна осі двигуна і спрямована у бік руху газу, а вісь y перпендикулярна осі x і спрямована у бік обертання ротора двигуна). На побудованому профілі наносять точки A, B, C , максимально віддалені від осі ξ і η , визначають їх координати відносно головних центральних осей інерції - ξ_A, ξ_B, ξ_C і осі $\eta - \eta_A, \eta_B, \eta_C$.

Визначаємо геометричні параметри профілю лопатки : $C_{\max}$ - максимальну товщину профілю лопатки, b - хорду профілю лопатки, f - максимальний прогин середньої лінії профілю.

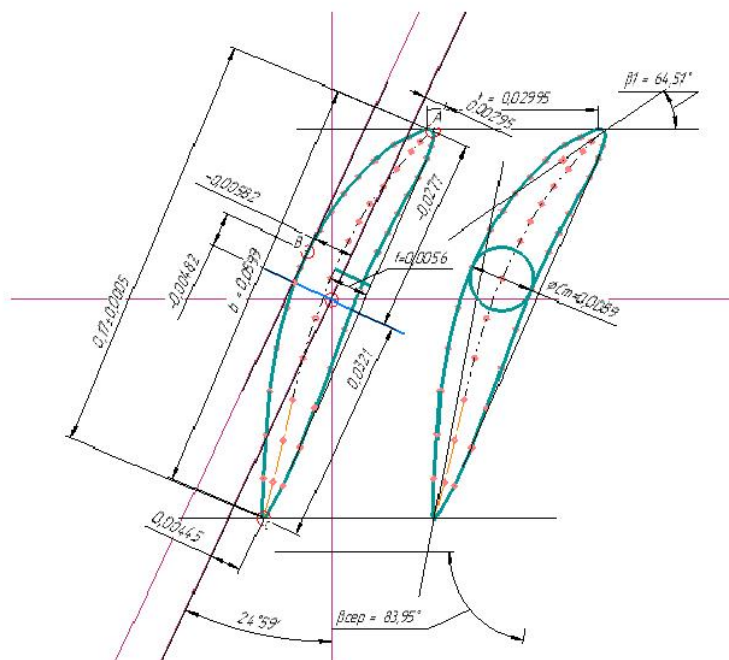


Рис.2.1 Профіль корінного перерізу лопатки 1-го ступеня КНТ

Данні заносимо до таблиці 2.2.

Моменти інерції J_ξ і J_η перерізу відносно головних центральних осей ξ і η розраховуємо за наближеними формулами [10]:

$$J_\xi = bC_{\max}(0,04C_{\max}^2 + 0,03f^2) ; \quad J_\eta = 0,0377b^3C_{\max} .$$

Обираємо матеріал лопатки – АК-4 ($\rho = 2750 \text{ кг/м}^3$) [10] .

Площа корінного перерізу лопатки визначаємо при побудові профіля (рис. 2.1.) $F_{\text{см}} = 4,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Приймаючи, що $F_0 = 0,4 \cdot F_{\text{см}} = 1,85 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Приймаємо лінійний закон зміни площі перерізів профілю лопатки за її висотою (рис. 2.2.):

$$F_i = F_{\text{см}} - \frac{F_{\text{см}} - F_0}{r_0 - r_{\text{см}}}(r_i - r_{\text{см}}) .$$

Таблиця 2.2

Геометричні параметри профілю лопатки

Назва параметрів	Позначення параметра	Розмірність	Величина
Максимальна товщина профілю лопатки	$C_{\max}$	м	0,0089
Максимальний прогин середньої лінії профілю	F	м	0,0057
Кут між осями η і x	B	град.	24,59
Координата точки А відносно осі ξ	ξ_A	м	0,0277
Координата точки В відносно осі ξ	ξ_B	м	0,00482
Координата точки С на осі ξ	ξ_C	м	0,0321
Координата точки А на осі η	η_A	м	0,00295
Координата точки В на осі η	η_B	м	0,00582

Координата точки С на осі η	η_c	м	0,00445
----------------------------------	----------	---	---------

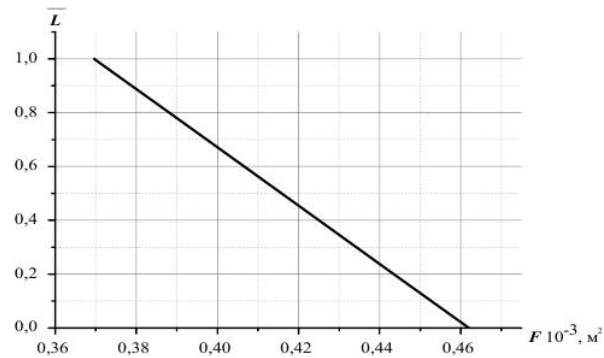


Рис.2.2 Зміна площі перерізів лопатки за її відносною висотою

Розрахунок напруження розтягу здійснюємо з використанням залежності :

$$\sigma_i = \frac{1}{F_i} \left[\sigma_{i-1} F_{i-1} + \frac{\rho \omega^2}{4} (F_i + F_{i-1}) (r_{i-1} - r_i) (r_{i-1} + r_i) \right].$$

За результатами розрахунків, з використанням програмного середовища Matlab будемо залежність напруження розтягу від відносної висоти лопатки (рис. 2.3.).

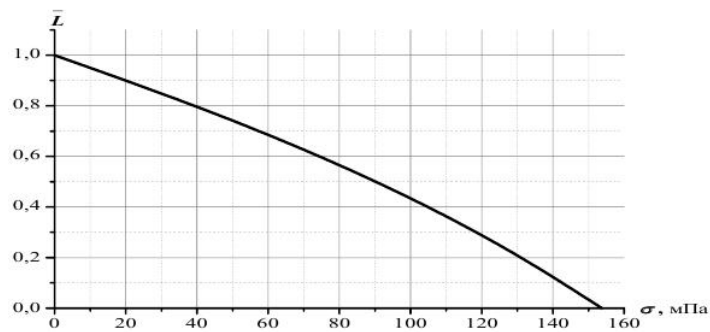


Рис. 2.3 Залежність напруження розтягу від висоти лопатки.

При обтіканні потоком профілю лопатки виникають аеродинамічні сили. Величину цієї сили характеризують інтенсивністю навантаження, тобто силою, що доводиться на одиницю довжини лопатки.

Розрахункова схема визначення осьової і окружної складової інтенсивності навантаження на РЛ компресора наведено на рис. 2.4.

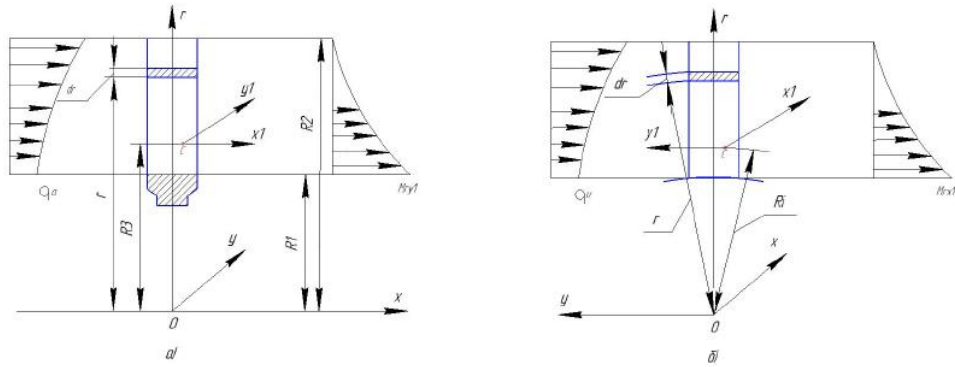


Рис. 2.4 Розрахункова схема лопатки компресора

Зазвичай інтенсивність навантаження розкладають на окружну q_u і осьову q_a складові.

Значення осьової і радіальної інтенсивності навантаження визначаються залежностями:

$$q_u = \frac{2\pi \cdot r}{z} \cdot C_{1a} \cdot \rho_1 \cdot (C_{2u} - C_{1u}), \quad q_a = \frac{2\pi \cdot r}{z} \cdot [\rho_1 \cdot C_{1a} \cdot (C_{a1} - C_{a4}) + (p_1 - p_4)].$$

Визначення напруження вигину від газових сил в характерних точках корінного перерізу лопатки.

На виділений елемент лопатки dr діють елементарні складові осьової і радіальної сил: $dP_a = q_a dr$; $dP_u = q_u dr$.

Ці сили створюють моменти:

$$dM_{Y_1} = q_a dr(r - R_i); \quad dM_{X_1} = -q_u dr(r - R_i).$$

Проінтегрував моменти від радіусу втулки до зовнішнього - визначаємо значення моментів, що діють на лопатку від газових сил :

$$M_{Y_1} = \int_{R_i}^{R_H} q_a dr(r - R_i); \quad M_{X_1} = - \int_{R_i}^{R_H} q_u dr(r - R_i).$$

Якщо прийняти, що $q_a = q_{a_{cp}} = const$, а $q_u = q_{u_{cp}} = const$ моменти можна визначити з використанням залежностей:

$$M_{Y_1} = q_a \frac{(R_0 - R_i)^2}{2}; \quad M_{X_1} = -q_u \frac{(R_0 - R_i)^2}{2}.$$

У корінному перерізі лопатки, коли $R_i = R_{em}$ діють максимальні моменти, що вигинаються, а враховуючи, що довжина лопатки рівна $L = R_0 - R_{em}$, то значення моментів від газових сил в корінному перерізі визначаються з використанням залежності (рис. 2.5.):

$$M_{Y_{1max}} = q_a \frac{L^2}{2}; \quad M_{X_{1max}} = q_u \frac{L^2}{2}.$$

Моменти вигину від газових сил відносно головних центральних осей розраховуємо з використанням залежностей (рис. 2.6.):

$$M_\xi = M_x \cdot \sin\beta + M_y \cdot \cos\beta;$$

$$M_\eta = M_x \cdot \cos\beta - M_y \cdot \sin\beta.$$

Виходячи з цих співвідношень можна визначити напруження діючі в довільній точці перерізу лопатки в координатах $0\xi\eta$.

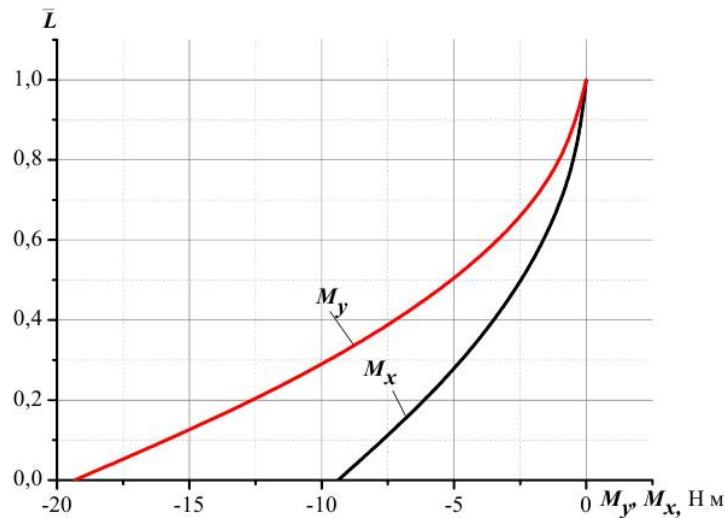


Рис. 2.5 Залежності моментів вигину відносно головних осей інерції за висотою лопатки

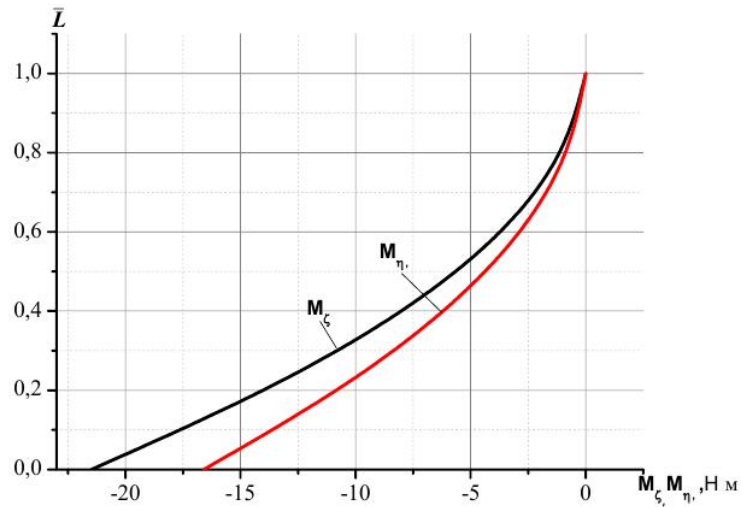


Рис. 2.6 Залежності моментів вигину відносно головних центральних осей від відносної довжини лопатки

Напруження вигину від газових сил в точці A корінного перерізу лопатки визначаються залежністю:

$$\sigma_{uA} = \frac{M_{\eta}}{J_{\eta}} \xi_A - \frac{M_{\xi}}{J_{\xi}} \eta_A.$$

Напруження вигину від газових сил в точці B корінного перерізу лопатки визначаються залежністю:

$$\sigma_{uB} = \frac{M_{\eta}}{J_{\eta}} \xi_B - \frac{M_{\xi}}{J_{\xi}} \eta_B.$$

Напруження вигину від газових сил в точці C корінного перерізу лопатки визначаються залежністю:

$$\sigma_{uC} = \frac{M_{\eta}}{J_{\eta}} \xi_C - \frac{M_{\xi}}{J_{\xi}} \eta_C.$$

Знаки перед складовими правих частин формул враховують напрями дії моментів M_{ξ} , M_{η} . Координати точок A , B , C підставляються в ці формули зі своїми знаками. На рис. 2.7. наведена зміна напружень вигину в характерних

точках А, В, С за висотою лопатки.

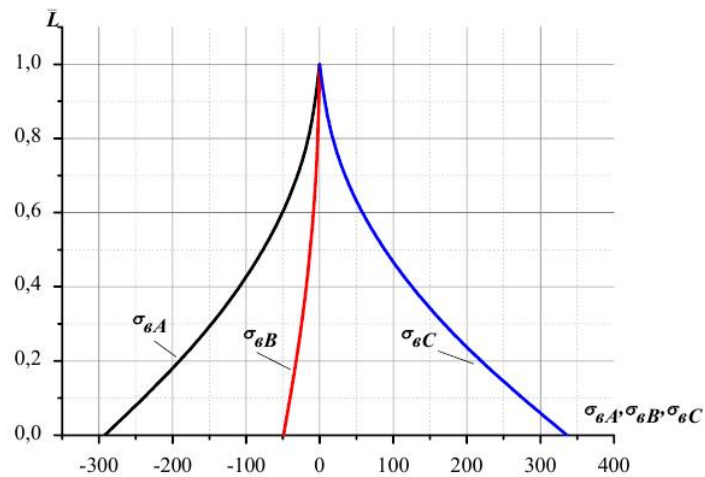


Рис. 2.7 Залежності зміни напруження вигину від газових сил в характерних точках А, В і С за висотою лопатки

Визначення сумарного напруження в характерних точках профілю лопатки здійснюється складанням напруження розтягу і вигину.

Сумарне напруження в характерних точках А, В, С визначається залежностями:

$$\sigma_{\Sigma A} = \sigma_p + \sigma_{uA};$$

$$\sigma_{\Sigma B} = \sigma_p + \sigma_{uB};$$

$$\sigma_{\Sigma C} = \sigma_p + \sigma_{uC}.$$

За результатом аналізу залежностей, що наведені на рис. 2.7. можливо зробити висновок, що максимальні напруження від дії відцентрових та газових сил є в точці С. Зміна сумарного напруження в точці С наведена на рис. 2.8.

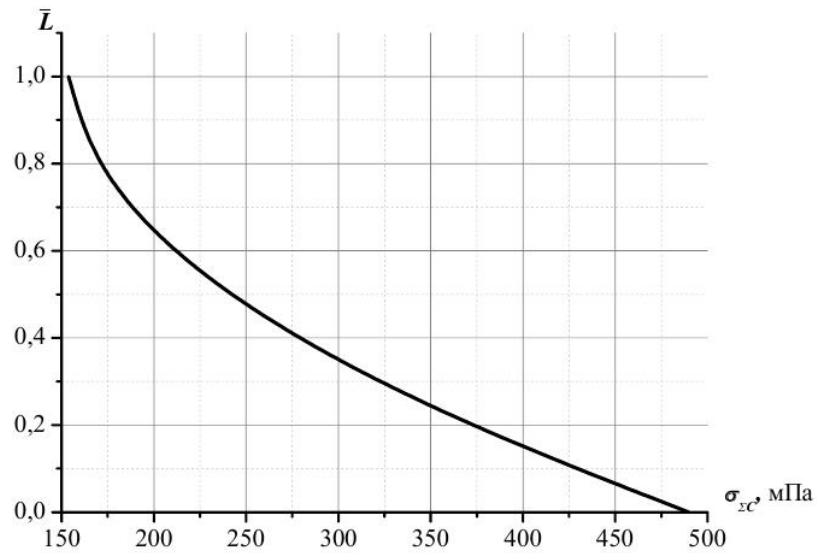


Рис. 2.8 Зміна сумарного напруження в характерній точці С за висотою лопатки

Розрахунок коефіцієнту запасу тривалої місцевої статичної міцності за висотою лопатки проводимо для точки С з використанням межі тривалої міцності матеріалу лопатки залежно від температури лопатки. Значення межі тривалої міцності матеріалу лопатки залежно від температури лопатки визначаємо з довідника [10]. Для титанового сплаву ВТ-8 $\sigma'_{100} = 450 \text{ МПа}$.

Розрахунок коефіцієнту запасу тривалої місцевої статичної міцності лопатки розраховуємо з використанням залежності:

$$K_m = \frac{\sigma_{100}^t}{\sigma_{\Sigma B}}.$$

Зміна коефіцієнту запасу тривалої місцевої статичної міцності лопатки за її висотою наведена на рис. 2.9.

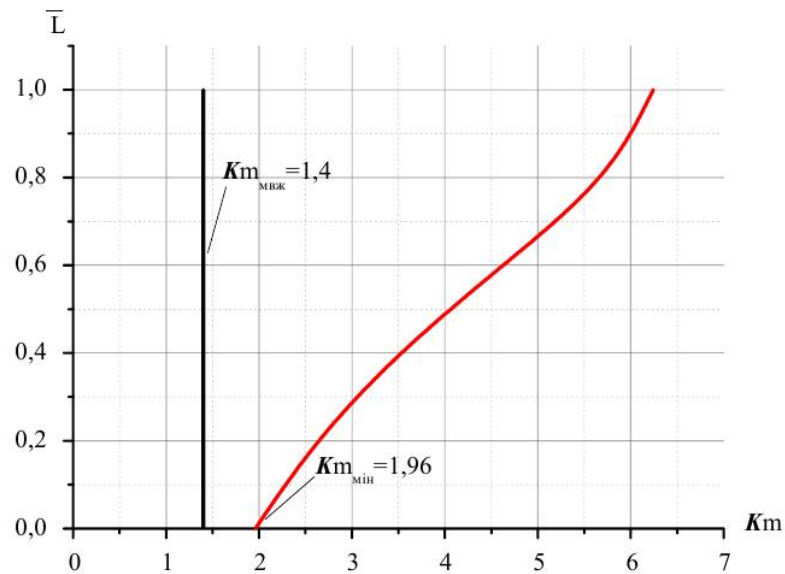


Рис. 2.9 Зміна коефіцієнту тривалої місцевої міцності за висотою лопатки

Мінімальний коефіцієнт тривалої місцевої статичної міцності досягається в корінному перерізі лопатки $K_{m \min} = 1,96$, тому лопатка забезпечена достатнім запасом статичної міцності в порівнянні з межевим, що визначається нормами міцності, $K_{m \text{ меж}} = 1,4$.

$$K_{m \min} > K_{m \text{ меж}}.$$

Розрахунок лопатки на міцність проведений за допомогою програми, що створена в середовищі MATLAB [11].

2.2 Розрахунок на міцність диску компресора ГТД

Диски компресорів відносяться до одних з відповідальних елементів, визначаючих надійність ГТД. Вони навантажені наступним силами і моментами: відцентрові сили власних мас і мас РЛ, газодинамічні навантаження від лопаток, силами тиску газу на бокові поверхні, гіроскопічними моментами, виникаючими внаслідок деформації валу.

Напруження вигину з'являються при дії силами тиску газу на бокові

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ.....	
ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1 ПРОЕКТУВАННЯ ГТУ.....	
1.1 Аналіз основних технічних даних двигуна-прототипу.....	
1.2 Конструкція двигуна простого циклу, що проектується.....	
1.3 Термодинамічний та газодинамічний розрахунок ГТУ.....	
1.3.1 Термодинамічний розрахунок ГТУ.....	
1.3.2 Газодинамічний розрахунок.....	
РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГТУ..	
2.1 Розрахунок на міцність лопатки компресора ГТД.....	
2.2 Розрахунок на міцність диску компресора ГТД.....	
2.3 Розрахунок на міцність валу компресора ГТД.....	
2.4 Розрахунок на довговічність підшипника опори ГТД.....	
РОЗДІЛ 3 ОПИС СИСТЕМ ГТУ, ЩО ПРОЕКТУЄТЬСЯ.....	
3.1 Система змащування.....	
3.2 Паливна система.....	
3.3 Система автоматичного керування і регулювання ГТУ66	
3.4 Система запуску.....	
3.5 Вибір матеріалів основних деталей двигуна, що проектується.....	
3.6 Вибір осьових та радіальних зазорів ГТД.....	
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ЕТАЛОННОЇ ДІАГНОСТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГТУ	
4.1. Мета та завдання діагностики.....	
4.2. Класифікація методів діагностики.....	
4.3. Віброакустична діагностика.....	
4.4. Параметрична діагностика.....	
4.5. Трибологічна діагностика.....	
4.6 Засоби, методи і організація робіт по вібраційній діагностики , штатні засоби вібраційного контролю.....	

поверхні. Напруження вигину викликані різницею сил тиску газу на бокові поверхні диску, осьовими газовими силами від лопаток і нерівномірним розподілом температури за його товщиною.

Розтяг і стиск диску відбувається при напресуванні його на вал.

Напруження кручення є незначними, тому їх в розрахунках не враховують.

Напруження вигину є залежними від товщини диску і можуть бути значними для тонких дисків.

Тому напруження вигину в дисках, як правило, також незначні і при розрахунках не враховуються.

Таким чином, розрахунковими навантаженнями для диску першого ступеня КНТ є відцентрові сили власної ваги і ваги робочих лопаток та газодинамічні навантаження від робочих лопаток.

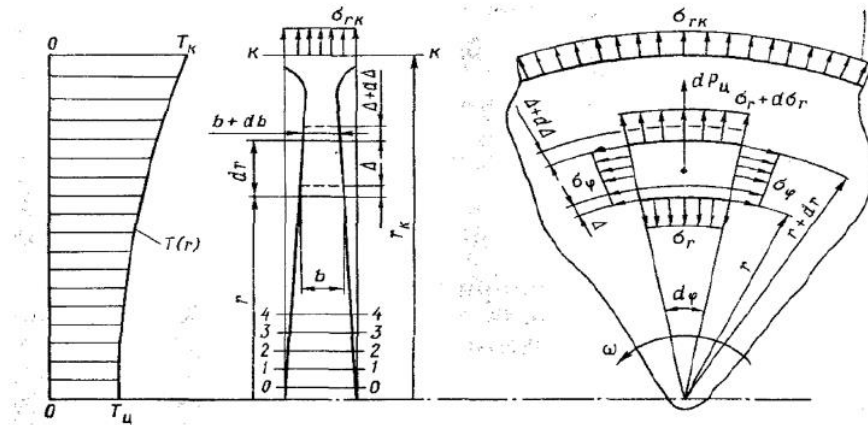


Рис. 2.10 Розрахункова схема диску компресора

Для виконання розрахунку розбиваємо диск в радіальному напрямку на перерізи від 0-го перерізу до k-го ободу кріплення лопаток. Щоб забезпечити умови сходження, рішення розбивання диску на перерізи необхідно здійснювати з врахуванням:

$$\frac{r^n}{r^{n-1}} \leq 1,4 \dots 1,6; \quad 0,8 \leq \frac{b^n}{b^{n-1}} \leq 1,2.$$

В даному випадку розбиваємо диск на 15 перерізи.

Форма диска зображена на рис. 2.11.

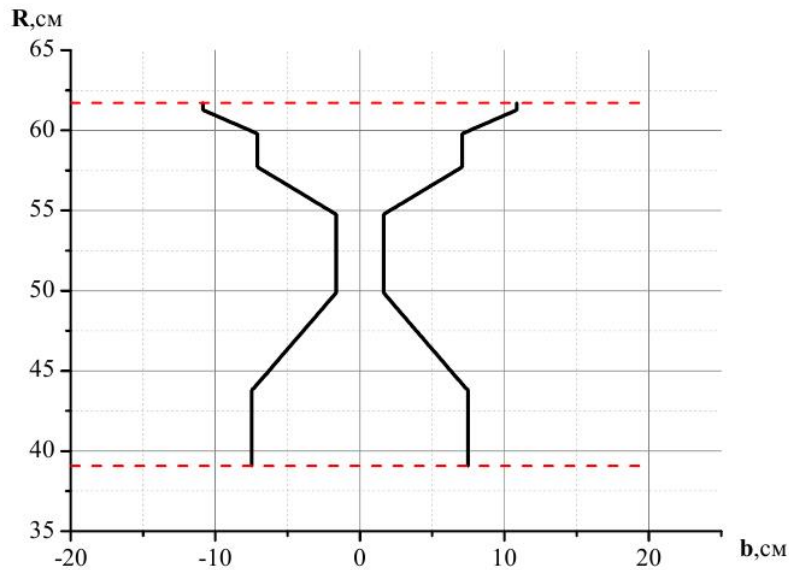


Рис. 2.11 Форма диска 1-го ступеня КНТ

Вибираємо матеріал диска ЭИ-696 при температурі 288К за довідником [10] та визначаємо його характеристики:

щільність $\rho = 7900 \text{ кг/м}^3$;

модуль пружності – $E = 1600000 \text{ МПа}$;

коефіцієнт Пуассона – $\mu = 0,3$;

межа тривалої міцності – $\sigma_{100}^t = 880 \text{ МПа}$.

Визначаємо кутову швидкість обертання диска для частоти обертання:

$$n_{\text{КНТ}} = 8769,59 \frac{\text{об}}{\text{хв}} :$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 918,3 \frac{\text{об}}{\text{с}} .$$

Визначаємо напруження, що діють на диск від робочих лопаток:

$$\sigma_{rk} = \frac{z \cdot \sigma_p \cdot F_K}{2\pi \cdot r_K \cdot b_K} = \frac{49 \cdot 153,56 \cdot 4,62 \cdot 10^{-4}}{2\pi \cdot 0,381 \cdot 0,0599} = 27,43 \text{ МПа},$$

де σ_p – напруження розтягування від відцентрових сил, що діють корінному перерізі робочої лопатки;

F_k – площа корінного перерізу лопатки;

z – кількість робочих лопаток в робочому колесі;

b_k – товщина диска на зовнішньому радіусі;

r_k – зовнішній радіус диска.

Приймаємо температуру диску $T=288K$ у всіх перерізах і визначаємо при даній температурі E^n, μ^n, α^n – модуль пружності матеріалу диска, коефіцієнта Пуассона й коефіцієнта лінійного розширення.

Для кожного перетину визначаємо допоміжні величини: $K_1^n, K_2^n, K_3^n, K_4^n, K_5^n, K_6^n$ - залежні від геометричних розмірів диска, його матеріалу, кутової швидкості обертання й розподілу температури за радіусом диска за формулами:

$$K_2^n = \frac{r^{n-1}}{r^n} - 1;$$

$$K_1^n = 3 - \frac{r^{n-1}}{r^n} - \frac{b^{n-1}}{b^n};$$

$$K_3^n = \rho \omega^2 r_{n-1}^2;$$

$$K_4^n = 1 - \frac{r^{n-1}}{r^n} + \frac{E^{n-1}}{E^n};$$

$$K_5^n = K_2^n - \mu \left(\frac{E^{n-1}}{E^n} - \frac{b^{n-1}}{b^n} - 2 \right);$$

$$K_6^n = E^{n-1} \left[(\alpha \Delta T)^n - (\alpha \Delta T)^{n-1} \right]$$

Послідовними розрахунками визначаємо в кожному перетині величини коефіцієнтів $A^{(n)}, B^{(n)}, C^{(n)}, D^{(n)}$.

За відомою величиною напруження від лопаткових вінців σ_{rk} і знайденими значеннями $A^{(n)}, B^{(n)}$ визначаємо напруження в 0 – перетині:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{rk} - B^K}{A^K} = \frac{36,04 + 0,5175}{0,1453} = 251,6 \text{ МПа}.$$

Визначаємо радіальне і окружне напруження в кожному перерізі :

для $n = 1$:

$$\sigma_r^{(1)} = \sigma_0 K_1^{(1)} + K_2^{(1)} \cdot \sigma_0 - K_2^{(1)} \cdot K_3^{(1)} = A^{(1)} \sigma_0 + B^{(1)};$$

$$\sigma_\phi^{(1)} = \sigma_0 \cdot K_4^{(1)} + \sigma_0 \cdot K_5^{(1)} - \mu \cdot K_3^{(1)} \cdot K_2^{(1)} - K_6^{(1)} = C^{(1)} \sigma_0 + D^{(1)},$$

де

$$A^{(1)} = K_1^{(1)} + K_2^{(1)};$$

$$B^{(1)} = -K_3^{(1)} \cdot K_2^{(1)};$$

$$C^{(1)} = K_4^{(1)} + K_5^{(1)};$$

$$D^{(1)} = -\mu K_3^{(1)} \cdot K_2^{(1)} - K_6^{(1)};$$

для $n = 2$:

$$\sigma_r^{(2)} = \sigma_r^{(1)} K_1^{(2)} + \sigma_\phi^{(1)} \cdot K_2^{(2)} - K_3^{(2)} \cdot K_2^{(2)};$$

$$\sigma_\phi^{(2)} = \sigma_\phi^{(1)} \cdot K_4^{(2)} + \sigma_r^{(1)} \cdot K_5^{(2)} - \mu \cdot K_3^{(2)} \cdot K_2^{(2)} - K_6^{(2)}.$$

для n :

$$\sigma_r^n = A^n \sigma_0 + B^n;$$

$$\sigma_\phi^n = C^n \sigma_0 + D^n,$$

$$\text{де } A^{(n)} = A^{(n-1)} \cdot K_1^{(n)} + C^{(n-1)} \cdot K_2^{(n)};$$

$$B^{(n)} = B^{(n-1)} \cdot K_1^{(n)} + (K_2^{(n-1)} - K_3^{(n)}) \cdot D^{(n-1)};$$

$$C^{(n)} = C^{(n-1)} K_4^{(n)} + A^{(n-1)} K_5^{(n)};$$

$$D^{(n)} = D^{(n-1)} K_4^{(n)} + B^{(n-1)} K_5^{(n)} - \mu \cdot K_3^{(n)} \cdot K_2^{(n)} - K_6^{(n)}.$$

Визначаємо еквівалентне напруження в кожному перетині диска:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_r^{n2} + \sigma_\phi^{n2} + \sigma_r^n * \sigma_\phi^n)}.$$

Визначаємо значення коефіцієнта запасу місцевої статичної міцності диска в кожному перерізі:

$$K_m = \frac{\sigma_{100}^t}{\sigma_{\text{екв}}}.$$

За результатами розрахунків будемо залежності $\sigma_r = f(r)$, $\sigma_\phi = f(r)$,

$\sigma_{\text{екв}} = f(r)$, $K_m = f(r)$, що зображені на рис. 2.12 – 2.13.

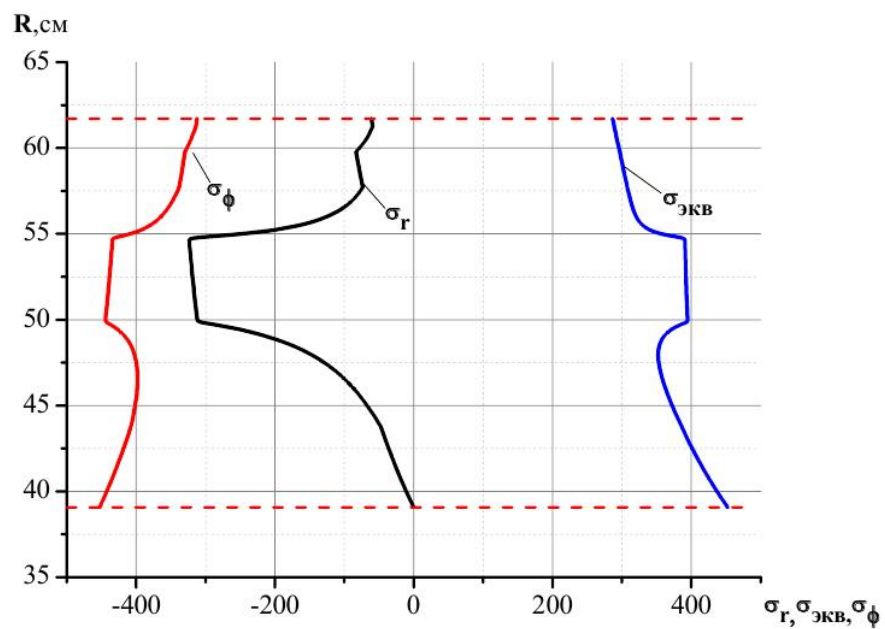


Рис. 2.12 Зміна радіального, окружного і еквівалентного напруження за радіусом диска

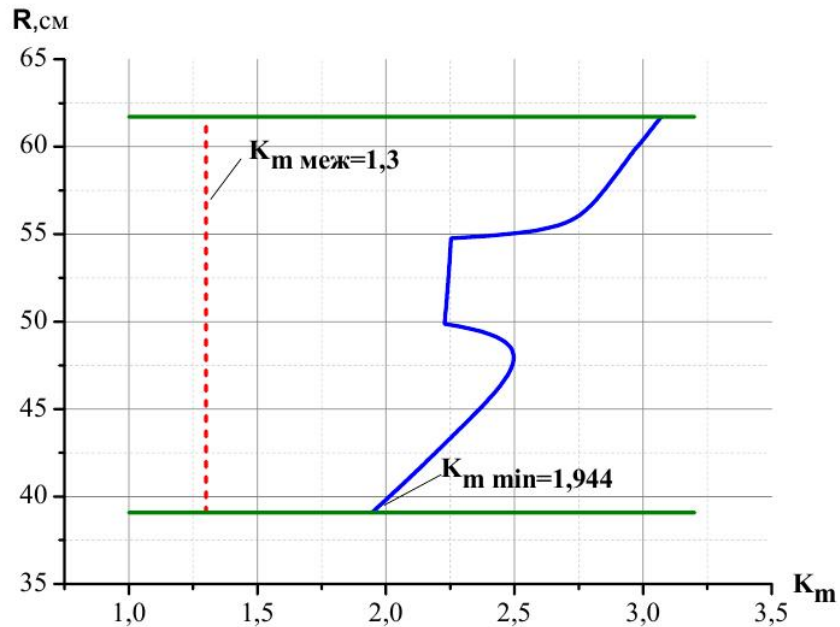


Рис. 2.13 Зміна коефіцієнту запасу статичної міцності за радіусом диска
Порівнюючи межовий коефіцієнт статичної міцності $K_{m \text{ меж}} = 1,3$, що

визначається нормами міцності, і мінімальний коефіцієнт тривалої місцевої статичної міцності $K_{m \min} = 1,944$, що досягається в корінному перерізі диску, можна зробити висновок, що диск має достатній запас статичної міцності.

$$K_{m \min} > K_{m \text{ меж.}}$$

2.3 Розрахунок на міцність валу ГТД

Величини навантажень в розрахункових перерізах і напружений стан валу істотно залежать від його розрахункової схеми.

Розрахункові схеми валів складають відповідно до типу конструкції роторів турбіни і компресора, числом дисків і їх розташуванням відносно опор (рис. 2.14.).

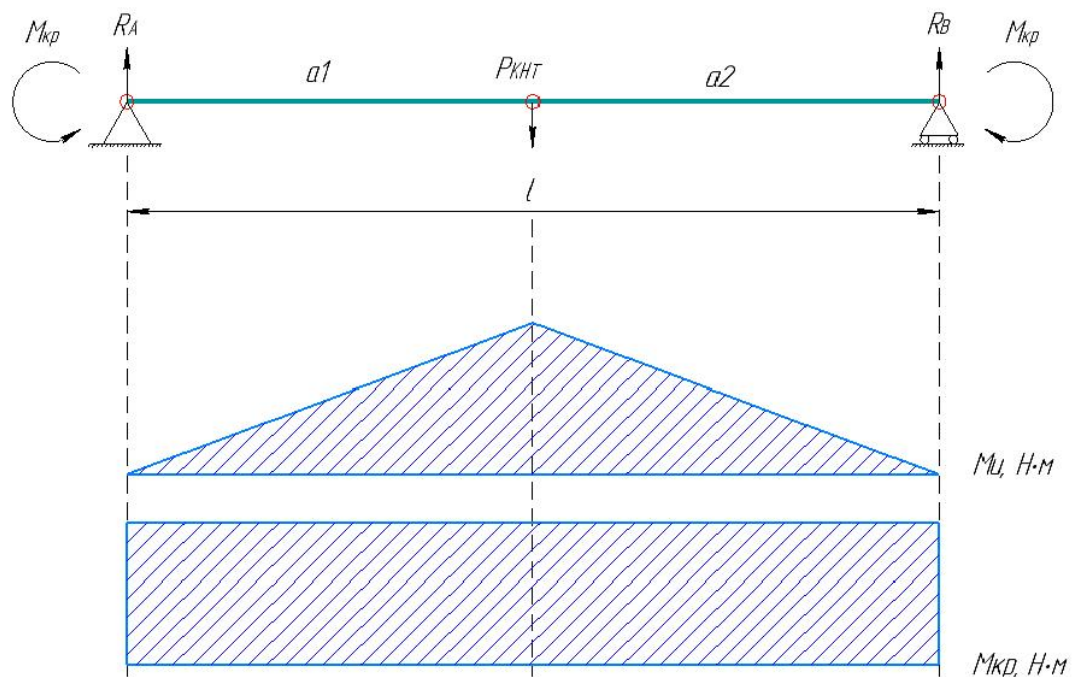


Рис. 2.14 Розрахункова схема двохопного валу ротора, епюри крутного моменту і моменту вигину

Усі види навантажень, діючих на вал, можна звести за напрямом їх дії до: окружних, поперечних і осьових сил, які викликають кручення, вигин і розтягування валу і формують в нім складний напружений стан.

Крутні моменти створюють окружні газодинамічні сили, що передаються

на вал від робочих лопаток компресора і турбіни.

Величину крутного моменту, що створюється КНТ визначаємо із співвідношення:

$$M_{кр\ КНТ} = \frac{N_{КНТ}}{\omega} = \frac{L_{КНТ} G_6 30}{\pi \cdot n} = \frac{201527 \cdot 52,99 \cdot 30}{3,14 \cdot 8769,59} = 11634,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору крученню:

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot d_{зов}^2}{4} \left(\frac{d_{зов} - d_{вн}}{2} \right) = \frac{\pi \cdot 0,274^2}{4} \left(\frac{0,274 - 0,248}{2} \right) = 0,00077 \text{ м}^3,$$

де $d_{зов} = 0,274 \text{ м}$ – зовнішній діаметр валу, $d_{вн} = 0,248 \text{ м}$ – внутрішній діаметр валу визначаєм за прототипом [5].

При розрахунку напруження вибирають декілька розрахункових перерізів валу, в яких можливе виникнення максимального напруження в результаті дії великих навантажень або в результаті малих величин геометричних характеристик перерізів (площ, моментів опору крученню і вигину).

Напруження кручення визначається за формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{11634,3}{0,00077} = 15,19 \text{ МПа},$$

Сила ваги ротора КНТ:

$$P_{m_{КНТ}} = m_{р\ КНТ} g = 746,6 \cdot 9,81 = 7324,15 \text{ Н},$$

де $m_{р\ КНТ}$ - маса ротора КНТ, що приймаємо за прототипом [5];

Вигинаючі моменти від поперечної сили, можна знайти методами опору матеріалів, визначивши зусилля реакції в опорах ротора заданої розрахункової схеми. Значення необхідні для розрахунку приймаємо відповідно до прототипу [5]:

відстань між опорами ротора – $l = 0,752 \text{ м}$;

відстань від першого ротора до другої опори – $a_1 = 0,376 \text{ м}$;

Відстань від другого ротора до другої опори – $a_2 = 0,376 \text{ м}$.

Для визначення реакції опори А і В складаємо систему рівнянь: якщо

система є в рівновазі, то:

сума прєкцій всіх сил повинна дорівнювати нулю:

$$R_{Ap} + R_{Bp} - P_{m_{KHT}} = 0 ;$$

моменти всіх сил відносно точки В також повинні дорівнювати нулю:

$$R_{Ap} \cdot l - P_{m_{KHT}} a_2 = 0 ,$$

$$\text{Тоді } R_{Ap} = \frac{P_{m_{KHT}} \cdot a_2}{l} = \frac{7324,15 \cdot 0,376}{0,752} = 3662,1 \text{ Н},$$

бо $a_1 = a_2 = 0,376 \text{ м}$.

Максимальний момент вигину від дії поперечної сили ваги ротора є в середині між опорами:

$$M_u = R_{Ap} \cdot a_1 = R_{Bp} \cdot a_2 = 1376,94 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Момент опору вигину визначається за формулою:

$$W_u = \frac{W_{кр}}{2} = 0,00038 \text{ м}^3 .$$

Для розрахунку напруження вигину обираємо максимальний згинаючий момент, що діє в середині між опорами.

Напруження вигину визначається за формулою:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{1376,94}{0,00038} = 3,59 \text{ МПа} . ,$$

Обчислюємо осьову силу, що діє на ротор КНТ:

$$P_o^K = G_n (C_{ка} - C_{ва}) + P_{KHT} \cdot F_{KHT} - P_o^* \cdot F_1 = 19839,4 \text{ Н} .$$

Обчислюємо осьову силу, що діє на ротор ТНТ:

$$P_o^T = (G_n (1 + g_n) \cdot (1 - 0,07 \cdot 0,01)) \cdot (C_{CT} - C_H) + P_{1CT} \cdot F_{CT} - P_{1TB} \cdot F_H = 15558,8 \text{ Н} .$$

Визначаємо осьове навантаження на підшипник:

$$P_o = P_o^K - P_o^T = 19839,4 - 15558,8 = 4280,56 \text{ Н} .$$

Площа перерізу валу:

$$F_B = \frac{\pi \cdot (d_{\text{зов}}^2 - d_{\text{вн}}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,274^2 - 0,248^2)}{4} = 0,01065402 \text{ м}^2.$$

Напруження розтягу (стискання) валу в осьовому напрямку:

$$\sigma_{\text{роз}} = \frac{P_0}{F_B} = \frac{4280,56}{0,01065402} = 0,4 \text{ МПа}.$$

Окрім напруження кручення, розтягу в осьовому напрямку і напруження згину на вал діє напруження розтягування від відцентрових сил власних мас.

Обираємо матеріал валу 18ХНВА за довідником [10] та визначаємо його характеристики:

густина $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$;

межа тривалої міцності – $\sigma_{100}^t = 800 \text{ МПа}$.

Розглядаючи вал як тонкостінну циліндричну оболонку, окружних напружень розтягування відцентровими силами власних мас рівні:

$$\sigma_{P_{\text{цб}}} = \rho \omega^2 \left(\frac{d_{\text{зов}} + d_{\text{вн}}}{4} \right)^2 = 7800 \cdot 917,88^2 \left(\frac{0,274 + 0,248}{4} \right)^2 = 447,66 \text{ МПа}.$$

Сумарне нормальне напруження, що діє уздовж осі валу:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_u + \sigma_{\text{роз}} + \sigma_{P_{\text{цб}}} = 3,59 + 0,4 + 447,66 = 451,66 \text{ МПа}$$

Як критерій складного напруженого стану валу використовують еквівалентне напруження, що визначається відповідно до теорії найбільшої дотичного напруження:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2} = \sqrt{451,66^2 + 4 \cdot 15,19^2} = 452,68 \text{ МПа}$$

Статичну міцність валу оцінюють за величиною коефіцієнта запасу міцності:

$$K_B = \frac{\sigma_{100}^t}{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{800}{452,68} = 1,77.$$

Порівнюючи межовий коефіцієнт статичної міцності $K_{B\text{ меж}}=1,3$, що визначається нормами міцності, і мінімальний коефіцієнт статичної міцності валу $K_B=1,77$, можна зробити висновок, що вал задовольняє умови міцності:

$$K_B > K_{B\text{ меж}}.$$

2.4 Розрахунок на довговічність підшипника опори ГТД

Розрахунок на довговічність опорно-упорного підшипника ротора НТ здійснюється з використанням теорії поверхневого тертя та зношування [8].

За результатами газодинамічного розрахунків визначаємо частоту обертання валу КНТ $n_{\text{КНТ}} = 8769,59 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Приймаємо вагу ротора низького тиску M_p :

$$M_p = 746,6 \text{ кг},$$

Виходячи з місця розміщення опори вибираємо значення коефіцієнту, що враховує динамічність прикладеного навантаження $K_6=1,15$.

Враховуючи температурний режим роботи опори, прийmemo, що температура навколишнього середовища опори рівна $t_n = 200^\circ\text{C}$, тоді $K_t=1,25$.

Кінематичний коефіцієнт приймаємо $K_k=1,25$.

З використанням довідника конструктора-машинобудівник [11] вибираємо шариковий радіально-упорний підшипник 46308 з таблиці 136 за частотою обертання (при $n_{\text{КНТ}}=8769,59$) і зовнішнім діаметром валу d .

Для цього підшипника: кут контакту $\beta = 26^\circ$; діаметр шариків – $d_0 = 15.08 \text{ мм}$; кількість шариків – $z = 12$.

Визначаємо коефіцієнт зведеного осьового навантаження до умовно

$$\text{радіального: } m = \frac{1}{(3,8 * \text{tg}(26))} = 0,539554.$$

Приймаємо коефіцієнт якості виготовлення підшипника $K_{\text{кл}} = 1,25$ [11].

Розраховуємо коефіцієнт виправлення:

4.7. Створення еталонної діагностичної моделі робочого процесу проектowanego ГТУ.....	
ВИСНОВКИ.....	
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	

$$\varphi = \frac{1}{(1 + 0,02 \cdot d_0)} = 0,77.$$

Визначаємо коефіцієнт працездатності за формулою:

$$C = 650 \cdot K_{\text{кп}} \cdot z^{0,7} \cdot d_0^2 \cdot \varphi \cdot \cos \beta = 726500 \text{ Н}.$$

Визначаємо радіальне навантаження:

$$R = \frac{M_p \cdot g}{2} = 3662,07 \text{ Н}.$$

Обчислюємо осьову силу, що діє на ротор КНТ:

$$P_o^K = G_n (C_{\text{ка}} - C_{\text{га}}) + p_{\text{КНТ}} \cdot F_{\text{КНТ}} - P_6^* \cdot F_1 = 19839,4 \text{ Н}.$$

Обчислюємо осьову силу, що діє на ротор ТНТ:

$$P_o^T = (G_n (1 + g_n) \cdot (1 - 0,07 \cdot 0,01)) \cdot (C_{\text{СТ}} - C_{\text{Н}}) + p_{\text{ІСТ}} \cdot F_{\text{СТ}} - p_{\text{ІТВ}} \cdot F_{\text{Н}} = 15558,8 \text{ Н}.$$

Осьове навантаження $P_o = P_o^K - P_o^T = 4280,56 \text{ Н}.$

Знаючи осьове та радіальне навантаження визначаємо зведене навантаження визначається за формулою:

$$Q = (R \cdot K_K \cdot m \cdot P) K_\delta \cdot K_m = 9900,33 \text{ Н}.$$

Визначаємо довготривалість, на протязі якої підшипник повинен працювати без появи ознак втоми матеріалу за формулою:

$$\tau = \frac{1}{n} \cdot \left(\frac{C}{Q} \right)^3 = 75182,8 \text{ год}.$$

Розрахунок підшипника на міцність проведений за допомогою програми, що створена в середовищі Mathematica.

Висновки за розділом 2

За результатами розрахунку статичної міцності лопатки першого ступеня КНТ, статичної міцності диску першого ступеня КНТ та статичної міцності валу КНТ можливо зробити наступні висновки:

1. Мінімальний коефіцієнт статичної міцності досягає в корінному перерізі лопатки $K_{m \min} = 1,96$ більше ніж межовий $K_{m \min} > K_{m \text{ меж}} = 1,4$, тому лопатка забезпечена достатнім запасом статичної міцності;

2. З порівняння мінімального значення коефіцієнта статичної міцності диска 1,944 з межовим, що визначається нормами міцності в межах 1,4, можливо зробити висновок, що диск забезпечений достатнім запасом статичної міцності;

3. Статичну міцність валу оцінюємо за розміром коефіцієнту запасу статичної міцності - K_B , який визначається нормами міцності в межах 1,5 ... 2,0. Розрахункове значення $K_B = 1,77$, отже статична міцність вала забезпечується, при визначених навантаженнях, обраному матеріалі і його геометричних параметрах.

4. За результатами розрахунку на довговічність підшипника опори ротора КНТ з'ясовано, що довготривалість, протягом якої підшипник повинен працювати без появи ознак втоми матеріалу дорівнює 75182,8 годин. При умові назначеного ресурсу ($25000^{+10\%}$ годин), розрахована довготривалість підшипника достатня для роботи опори при заданому ресурсі двигуна.

3. ОПИС СИСТЕМ ГТУ, ЩО ПРОЕКТУЄТЬСЯ

3.1 Система змащування

Система змащення двигуна - циркуляційна, під тиском. Забезпечує постійну подачу масла до поверхонь підшипників опор роторів, що труться, ущільнень підшипників роторів, деталями центрального приводу ,що обертаються, верхній коробці приводів і обмежувача частоти обертання СТ і його приводу для змащення і охолодження їх.

В системі змащення двигуна контролюються тиск і температура масла на вході в двигун.

На двигуні застосовані сигналізатори раннього виявлення несправностей системи мастила, деталей і вузлів, що омиваються маслом.

Сигналізатори видають сигнали в САКД при досягненні таких граничних параметрів:

Мінімальний тиск масла на вході в двигун;

Засмічення фільтра тонкого очищення масла;

Кафедра авіаційних двигунів				НАУ 20.05.96. 000 ПЗ			
Розробив	Курилко О.			Розділ 3		Лист	Листів
Керівник	Якушенко О.С.						
Нормоконт.							
Зав.каф.	Кулик М.С.				6.050604		

Поява феромагнітної стружки або перевищення допустимої температури в магістралях відкачування масла з порожнин:

- підшипника КНТ,
- підшипників турбін ВТ і НТ,
- підшипників вільної турбіни;

Поява феромагнітної стружки в магістралі відкачування масла з верхньої коробки, центрального приводу, опори КВТ і нижньої коробки.

У систему мастила двигуна входять такі основні вузли:

Маслобак, що встановлюється на ГПА;

Блок маслоохолоджувачів, що встановлюється на ГПА;

Маслоагрегат, що складається з насоса нагнітача, чотирьох відкачуючих насосів, зворотного і редукційного клапанів, фільтра тонкого очищення масла з перепускним клапаном і сигналізатором перепаду тисків, клапана випуску повітря. На маслоагрегаті змонтований приймач системи виміру температури масла на вході в двигун:

Повітрівідділювач з фільтром грубого очищення масла;

Стружкосигналізатор;

Термостружкосигналізатор наявності феромагнітних частинок і перегріву масла в магістралях відкачування масла з опор роторів;

Запобіжні фільтри масляних форсунок;

Запобіжні фільтри насосів відкачки;

Трубопроводи, канали і форсунки, кран зливу масла.

У систему суфлювання двигуна входять:

Відцентровий суфлер;

Трубопроводи і канали системи суфлювання.

Масло з маслобака надходить самопливом в насос нагнітач маслоагрегата, звідки під тиском подається в фільтр тонкого очищення. Тиск масла на вході в двигун підтримується в заданих межах редукційним клапаном.

Масло, пройшовши фільтр тонкого очищення, по зовнішніх трубопроводах підводиться до опори КНТ, опор турбін і приладів контролю тиску масла, а до опори



КВТ, центральному приводу і верхньої коробки приводів - по каналах, виконаним в проміжному корпусі. Інші деталі і вузли змащуються барботажем.

Масло з порожнини підшипника КНТ відкачується насосом, з порожнини підшипників ТВТ і ТНТ - насосом, а з порожнини підшипників вільної турбіни - насосом.

На шляху в відкачуючі насоси масло омиває термостружкосигналізатори і фільтрується запобіжними фільтрами насосів.

Відкачуване масло з перерахованих вище порожнин зливається в піддон нижньої коробки приводів. Сюди ж самотливом зливається масло з порожнини верхньої коробки приводів, підшипника КВТ і центрального приводу по внутрішнім порожнинах ребер проміжного корпусу.

З піддону нижньої коробки приводів все масло, пройшовши стружкосигналізатор і запобіжний фільтр, відкачується основним відкачуючим насосом і по каналу в нижній коробці приводів направляється в центральний повітрівідділювач. Відокремлене в повітрівідділювачі від повітря масло надходить для охолодження в блок маслоохолоджувачів. Охолоджене масло повертається в маслобак.

Тиск масла на вході в двигун заміряється перетворювачем тиску, а мінімальний тиск фіксується за допомогою сигналізатора

Для контролю температури масла на вході в двигун встановлений приймач температури

Встановлені в магістралях відкачування масла, термостружкосигналізатори видають сигнали в САКД при появі в маслі феромагнітних частинок або перевищенні граничної температури відкачуваного масла.

Поява феромагнітних частинок в маслі, відкачуваного з коробок приводів, центрального приводу і порожнини підшипника КВТ, виявляється стружкосигналізатором. Контроль кількості масла в баку здійснюється покажчиком рівня.

Злив масла з системи змазки здійснюється через крани, які розташовані:

На піддоні нижньої коробки приводів;

На маслобаку;
На блоці маслоохолоджувачів;
Через зливні коробки, розташовані на маслоагрегаті і повітреохолоджувачі
Суфлювання всіх масляних порожнин необхідно для забезпечення нормальної роботи систем змащення і ущільнень.

Масляні порожнини підшипника КНТ і підшипників турбін суфлюються в порожнину верхньої коробки приводів по зовнішнім трубопроводам.

Центральний привід і нижня коробка приводів з'єднуються з порожниною верхньої коробки приводів по каналах в ребрах проміжного корпусу.

Повітряно-масляна суміш з верхньої коробки приводів потрапляє в відцентровий суфлер, звідки відділене масло зливається зовнішнім трубопроводом в піддон нижньої коробки приводів, а очищене повітря виходить в вихлопний пристрій.

3.2 Паливна система

Паливна система забезпечує подачу газоподібного палива до пускових і робочих форсунок в кількостях і з певною чистотою, тиском, температурою, що забезпечують роботу двигуна на всіх режимах і у всіх умовах експлуатації.

До складу паливної системи входять: стопорний клапан, дозатор газу, паливний колектор, паливні форсунки, клапан електромагнітний пускового палива, пускові форсунки, сигналізатор витoku паливного газу, перетворювач тиску палива перед робітниками форсунками, перетворювач тиску повітря за КВД.

Робоче паливо з системи підготовки палива ГПА з тиском (2,4 - 0,1) МПа [(24 - 1) кгс / см²], чистої фільтрації 40 мкм і температурою від 15 до 50°C підводиться до стопорному клапану і далі до дозатора газу, в якому воно дозується в кількостях, що визначаються САУД. Дозоване паливо від дозатора підводиться до паливного колектора і далі до робочих форсунок. Паливо з системи підготовки палива ГПА підводиться через дросель до електромагнітного клапана пускового палива, який відкриває (закриває) доступ палива з

тиском (0,25 - 0,02) МПа [(2,5 - 0,2) кгс / см²] до пускових форсунок по електричному сигналу САУД. Сигналізатор витоку паливного газу в разі наявності тиску газу в камері згоряння двигуна перед запуском видає сигнал в САУД про витік газу.

Паливо регулюючі агрегати здійснюють:
автоматичне дозування палива при запуску і на сталих режимах;
витримування сталості заданої частоти обертання ротора вільної турбіни при змін умов роботи;
захист двигуна від перевищення частоти обертання роторів високого та низького тиску, вільної турбіни і температури газів за турбіною низького тиску і від помпажу.

3.3 Система автоматичного керування і регулювання ГТУ

Система контролю параметрів роботи двигуна призначена для збору інформації з датчиків і сигналізаторів, якими обладнаний двигун, її обробки, аналізу, видачі команд з управління двигуном і відображенні інформації на пульті оператора.

У систему контролю входять:

датчики ДТА-10 частоти обертання роторів НТ, ВТ, СТ і ротора СВ-36Г;
система вимірювання температури газів;

датчик П-109 температури палива перед робітниками форсунками;
перетворювач ПЗ19-03 тиску палива перед робітниками форсунками;
перетворювач ПЗ19-02 тиску повітря за КВТ;
датчик П-109 температури масла на вході в двигун;
перетворювач ПЗ19-01 тиску масла на вході в двигун;
сигналізатор мств-1,6А мінімального тиску газу перед СА СВ-36Г;
сигналізатор витоку газу СВПГ;
сигналізатор мінімального тиску масла на вході в двигун мств-1,6;

сигналізатор перепаду тиску масла на Маслофільтр СП-0,6Е;
стружкосигналізатор СС-36;
термостружкосигналізатори;
сигналізатори відкритого положення КПВ мств-2,1;
система вимірювання вібрації ІВ-Д-ПФ-0, Ч.М;
агрегат САКД-336;
інформаційна апаратура на пульті оператора.

Сигнали з датчиків і сигналізаторів надходять в САКД. САКД обробляє інформацію, видає команди на виконавчі механізми управління двигуном, контролює спрацювання виконавчих механізмів, контролює електричні ланцюги датчиків і сигналізаторів.

САКД видає інформацію про поточне значення параметрів роботи двигуна на пульт оператора; видає повідомлення на пульт оператора при спрацюванні виконавчих механізмів, при досягненні граничних параметрів роботи двигуна; видає повідомлення про характер несправностей в разі їх виникнення. Вся інформація з САКД видається на пульт оператора через АСК ГПА.

Інформація про вібраціях надходить на пульт оператора минаючи САКД.

3.4 Система запуску

Запуском двигуна є процес виведення його на режим малого газу [$n_{\text{вд пр}} = (11200-150) \text{ об / хв}$]. Запуск двигуна проводиться в процесі пуску ГПА за сигналом «ЗАПУСК», що надходить з АСУ ГПА.

Система запуску двигуна забезпечує: автоматичний запуск; холодну прокрутку і припинення запуску вручну або автоматично (при виявленні несправностей) з видачею повідомлення про причини припинення запуску.

У систему запуску входять:

додатковий клапан перепуску повітря за КВД;
стартер СВ-36Г;

сигналізатор мств-1,6А мінімального тиску робочого тіла перед сопловим апаратом стартера;

система запалювання;

пускові запалювачі;

електромагнітний клапан пускового палива.

Управління запуском двигуна і дозуванням робочого палива в процесі запуску здійснюються агрегатами системи автоматичного управління двигуна - САУД і дозатором газу - ДГ.

Додатковий клапан перепуску повітря за КВТ здійснює перепуск частини стисненого повітря через КВТ з метою поліпшення запуску двигуна і закривається до виходу двигуна на режим малого газу при досягненні заданого тиску повітря за КВТ. Крім додаткового клапана перепуску повітря за КВД в процесі запуску залишаються відкритими три клапана перепуску повітря через 3 ступені КНТ і три клапана перепуску повітря через 4 ступені КВТ.

Стартер СВ-36Г здійснює розкрутку ротора високого тиску двигуна за рахунок надходження на його турбіну стисненого робочого тіла (газу або повітря).

Система запалювання забезпечує займання паливо-повітряної суміші в пускових запалювачах.

Пусковий запальник забезпечує займання паливо-повітряної суміші в жаровій трубі камери згоряння при запуску двигуна.

Електромагнітний клапан пускового палива забезпечує включення подачі пускового газу до форсунок пускових запалювачів по команді від САУД.

Система автоматичного управління двигуном (САУД) на етапі запуску виконує наступні функції:

формує циклограму запуску і холодної прокрутки двигуна;

комутує силові ланцюга управління агрегатів системи запуску згідно циклограмі запуску (холодної прокрутки двигуна);

формує закони подачі робочого палива на запуск і управляє за цими

законами дозатором газу (ДГ);

звхищає двигун при перевищенні гранично допустимої температури газів за ТНД на запуск;

контролює справність електричних ланцюгів, виконавчих механізмів і датчиків, задіяних при запуску;

формує і видає команди на припинення запуску двигуна в разі виявлення несправностей двигуна і повідомлення про причини зупинки.

Дозатор газу забезпечує при запуску дозування робочого палива за законом, формованому САУД.

Перед запуском і холодної прокруткою по включенню живлення САУД проводить перевірку справності елементів системи контролю та управління двигуна. При відсутності несправностей САУД видає повідомлення про готовність до запуску.

Запуск двигуна починається при наявності готовності САУД до запуску і час вступу до САУД з АСУ ГПА сигналу «ЗАПУСК». З цього моменту САУД починає формувати, згідно циклограм запуску, команди на включення і виключення виконуючих механізмів системи запуску в наступному порядку.

За сигналом «ЗАПУСК» САУД включає стартер СВ-36Г подачею електроживлення на електромагніт включення статора. При цьому клапан стартера відкривається, стислий робоче тіло подається на турбіну стартера, обертання якої передається через трансмісію ротора ВТ двигуна і одночасно робоче тіло надходить до сигналізатора МСТВ-1,6А, контакти якого замикаються і САУД видає повідомлення про відкриття клапана СВ-36Г. Протягом 120 с виробляється прокрутка двигуна для вентиляції газоповітряного тракту двигуна, вхідного і вихідного пристроїв ГПА.

Через 90 с САУД вимикає стартер, зняттям електроживлення з електромагніту включенням стартера.

На 120 с (не раніше) і при досягненні на вибігу частоти обертання ротора ВТ $n_{\text{ВТ}}$ менше (700 - 150) об / хв САУД повторно включає стартер.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

Перелік умовних позначень

c – швидкість повітря (газу) в абсолютному русі, м/с;

D – діаметр, м;

G – масова витрата повітря, газу, палива, кг/с ;

g – відносна витрата повітря, газу, палива;

h – висота лопатки, м;

k – показник адіабати;

L – питомі робота, кДж/кг;

N, Ne – потужність, кВт;

n — частота обертання, об/хв;

R – газова стала, Дж/(кг·К);

r – радіус, м;

T — температура, К;

P – тиск , Па;

u – колова швидкість робочого колеса, м/с;

W – відносна швидкість, м/с;

z – кількість ступенів;

μ – коефіцієнт навантаження ступеня турбіни;

Кафедра авіаційних двигунів				НАУ 20.05.96. 000 ПЗ			
Розробив	Курилко О.			ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ		Лист	Листів
Керівник	Якушенко О.С.						
Нормоконт.					6.050604		
Зав.каф.	Кулик М.С.						

При $n_{\text{вТ}} = (750 - 150)$ об / хв після другого включення стартера САУД включає агрегати запалювання.

При $n_{\text{вТ}} = (2650 - 100)$ об / хв САУД включає електромагнітний клапан пускового палива.

При $n_{\text{вТ}} = (3500 - 100)$ об / хв або через (230 ± 2) з з моменту початку запуску САУД вимикає подачу паливного газу до ДГ і на робочі форсунки. Відбувається подача і розпал робочого палива в камері згоряння.

При досягненні $n_{\text{вТ}} = (3500 - 100)$ об / хв або через (234 ± 2) з моменту початку запуску САУД починає керувати дозуючим елементом ДГ по заданому тимчасовому закону подачі робочого палива на запуск.

При $n_{\text{вТ}} = (6300 - 100)$ об / хв або через (255 ± 2) з з моменту початку запуску САУД включає стартер, агрегати запалювання і електромагнітний клапан пускового палива.

Далі розкрутка роторів двигуна триває за рахунок надлишкової потужності на турбіні двигуна, забезпечується за рахунок збільшення витрати палива по тимчасового закону з характеристики запуску. З ростом частоти обертання роторів двигуна збільшується тиск повітря за КВТ та відбувається закриття додаткового клапана перепуску повітря за КВТ.

При досягненні режиму малого газу - $n_{\text{вТ}} \text{ ін.} = (11200 \pm 150)$ об / хв САУД припиняє керувати дозуючим елементом ДГ з тимчасового закону запуску і переходить на дозування палива по закону $n_{\text{вТпр}} = \text{const}$ і видає повідомлення про те, що запуск двигуна закінчений.

Холодна прокрутка двигуна виконується при вступі до САУД з АСУ ГПА сигналів «холодного прокручування» і «ЗАПУСК», при цьому САУД подає живлення на електромагніт включення стартера. Холодна прокрутка двигуна триває 120 с, після закінчення яких САУД вимикає стартер, зняттям живлення з електромагніту включення стартера.

У процесі запуску і холодної прокрутки САУД по закладеною програмою контролює справність виконавчих механізмів системи запуску, граничні

параметри двигуна (тиск робочого тіла перед стартером, частоту обертання турбіни стартера, температуру газів за ТНТ і ін.) І при необхідності обмежує максимальну температуру газів за ТНТ шляхом управління дозуючим елементом ДГ.

При виявленні несправностей в системі запуску або перевищенні граничних параметрів двигуна САУД припиняє запуск двигуна з видачею відповідного повідомлення про причини припинення запуску.

3.5 Вибір матеріалів основних деталей двигуна, що проектується

При проектуванні ГТД та розрахунку на міцність його основних елементів були використані наступні матеріали:

Для лопатки та диску першого ступеня КНТобираємо матеріал ВТ-8. Максимальна робоча температура 480°C.

Для валу ГТД обираємо матеріал 40ХНМА – сталь конструкційна високоякісна хромнікельмолібденова. Використовується для виробництва високовідповідальних важконавантажених деталей. Дана група сталей відрізняється від конструкційних поліпшених хромонікелевих сталей відсутністю оборотної відпускнуї крихкості за рахунок додаткового легування молібденом або вольфрамом.

3.6 Вибір осьових та радіальних зазорів ГТД

Значний вплив на ККД турбіни зумовлюють радіальні і осьові зазори (Δ_r і Δ_s). Збільшення відносного радіального зазору (відношення радіального зазору до

довжини лопатки $\overline{\Delta_r} = \frac{\Delta_r}{l}$ на 1% призводить до зменшення ККД турбіни на 3%, що супроводжується зростанням питомих витрат на 10%. Тому величину радіального

зазору зменшують до мінімально можливого розміру. В процесі роботи двигуна радіальний зазор змінюється в широких межах під дією експлуатації навантажень і температур. Для запобігання руйнування лопаток в випадку їх дотикання до корпусу, на корпус наноситься ущільнювальний шар, товщиною 1..3 мм. Використання ущільнення в високонапірних компресорах, де температура досягає 1000°C, реалізується з допомогою термостійких металокерамічних чи щільникових ущільнень, які також використовуються в турбінах. У виконаних конструкціях осьових компресорів мінімально допустиме значення радіального зазору на непрацюючому двигуні визначається:

$$\Delta_r = \frac{(3 \div 4)D}{1000},$$

де D – зовнішній діаметр корпусу.

Осьові зазори, коли двигун знаходиться в холодному стані, визначають з врахуванням відстані від місця зазору до місця фіксації ротора за формулою:

$$\Delta_s = \frac{(3 \div 4)l}{1000},$$

де l – відстань від місця зазору до місця фіксації ротора відносно корпусу (у радіально-упорному підшипнику).

Висновки за розділом 3

1. Проведено стислий опис основних систем (змащувальна, паливна, система автоматичного керування і регулювання ГТУ, система запуску) двигуна, що проектується.
2. Обрано матеріали для виготовлення основних елементів ГТУ.
3. Визначення осьові та радіальні зазори.

4. РОЗРОБКА ЕТАЛОННОЇ ДІАГНОСТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГТУ

4.1. Мета та завдання діагностики. Місце вібраційної діагностики в загальній проблемі діагностики турбомашин ,призначення і завдання технічної діагностики

На сьогоднішній день питання поліпшення показників надійності, економічності, маневреності та ремонтпридатності турбоагрегатів є актуальними. Не менш важливими питаннями є продовження терміну служби вузлів і деталей і розширення допустимих режимів експлуатації турбоагрегатів. В умовах тривалої експлуатації і широкого діапазону зміни режимів на перший план виходять завдання запобігання аварій, пов'язаних з відмовою окремих деталей і вузлів турбіни, забезпечення вібраційного стану агрегату, що дозволяє стійку і надійну експлуатацію у всьому діапазоні режимів, розробки методів і засобів діагностики, що дозволяють організувати обслуговування і ремонт устаткування за технічним станом.

Кафедра авіаційних двигунів				НАУ 20.05.96. 000 ПЗ			
Розробив	Курилко О.			Розділ 4		Лист	Листів
Керівник	Якушенко О.С.						
Нормоконт.					6.050604		
Зав.каф.	Кулик М.С.						

Загальна вібраційна надійність агрегату є найважливішою експлуатаційною характеристикою. Низький і стабільний рівень вібрації, відсутність резонансних і автоколивальних явищ у всьому діапазоні режимів гарантують не тільки довговічність агрегату, але і можливість своєчасної діагностики та усунення виникаючих дефектів. В останні роки в промислово розвинених країнах питань технічної діагностики і, зокрема, питань вібраційної діагностики обладнання електростанцій приділяється підвищена увага. Це пояснюється, з одного боку, необхідністю контролю відпрацювали розрахунковий ресурс агрегатів і обґрунтуванням термінів міжремонтного періоду, з іншого боку - прагненням до зниження шкоди від позапланових простоїв і раптових аварій.

Проблеми, порушені в даній роботі, є досить гострими і актуальними, і їх подальша опрацювання принесе чимало користі.

Технічна діагностика - галузь науково-технічних знань, сутність якої складають теорія, методи і засоби визначення технічного стану об'єктів. Перед тим, як приступити безпосередньо до обговорення проблем створення систем технічної діагностики турбоагрегатів, хотілося б висловити деякі загальні міркування про призначення та завдання технічної діагностики.

Основне призначення технічної діагностики полягає в підвищенні надійності об'єктів на етапі їх експлуатації. Це іноді викликає заперечення, оскільки багато хто вважає, що надійність є властивість самого турбоагрегату. Однак згадаємо, що коефіцієнт готовності і коефіцієнт технічного використання - два основних комплексних показників надійності - залежать від витрат часу на ремонт у зв'язку з відмовами, а останній ще й від витрат часу на плановані ремонти. Тому, якщо методами технічної діагностики вдається виявити виникнення дефекту і прогнозувати його розвиток, то це дозволяє не тільки скоротити кількість відмов, а й усувати наявні дефекти під час планових обслуговувань і ремонтів, скоротити обсяги і терміни ремонтних робіт за рахунок їх правильного планування і організації.

Звичайно, технічна діагностика дозволяє виявити і усунути, а часто запобігти, виробничий брак, що виникає на етапах виготовлення та монтажу або

процесі ремонту агрегатів. Однак дефекти такого роду простіше контролювати прямими методами в процесі виробництва цих робіт і не допускати їх, а не констатувати їх постфактум.

Все вищесказане дозволяє сформулювати такі основні цілі технічної діагностики, що визначають економічну ефективність діагностики:

- 1) виявлення пошкоджень або дефектів на початковій стадії їх розвитку;
- 2) оцінка допустимості та доцільності подальшої експлуатації обладнання з урахуванням прогнозування його технічного стану при виявленні дефекти; оптимізація режимів експлуатації, що дозволяє безпечно експлуатувати агрегат з виявленими дефектами до моменту його виведення в плановий ремонт;
- 3) організація обслуговування і ремонту устаткування за технічним станом (замість регламентного обслуговування і ремонту), забезпечення підготовки і виконання якісних ремонтів.

Слід особливо підкреслити, що завдання діагностики звернені не на запобігання гіпотетичної аварії, навіть аварії з тяжкими наслідками, а на організацію експлуатації та ремонту таким чином, щоб не допустити розвитку дефектів до небезпечних меж, в тому числі і дефектів, що можуть призвести до відмов і аварій з тяжкими наслідками.

При такій постановці проблеми діагностики стає абсолютно ясным, що найбільший ефект від впровадження діагностики буде досягатися тільки на ремонтпридатність агрегатах, причому таких, ремонт яких можливий, в тому числі, і безпосередньо в умовах експлуатації. Саме за рахунок скорочення витрат на ремонт, складові яких визначаються збільшенням тривалості міжремонтних періодів, скороченням обсягів ремонтів, завантаженістю ремонтного персоналу і номенклатурою заздалегідь придбаного і збереження кількості запасних частин визначається економічний ефект від впровадження діагностики.

Доцільність діагностики в повному розумінні цього процесу неремонтпридатних агрегатів, а до них слід віднести і авіаційні двигуни, вкрай сумнівна, оскільки витрати на заміну і ремонт двигуна є величиною постійною. В цьому плані доцільним, на наш погляд, є тільки прогнозування термінів

досягнення агрегатом граничного стану, до закінчення яких необхідно планувати його повну або часткову (модульну) заміну.



4.2. Класифікація методів діагностики

Всі методи діагностики можуть бути розділені на параметричну діагностику, діагностику на зупиненому агрегаті і розбірну діагностику [19].

При такій класифікації стосовно ГПА в поняття параметричної діагностики включаються всі методи діагностики за станом і зміни параметрів працюючого агрегату. Тоді параметрична діагностика поділяється на термо газодинамічних, віброакустичний і діагностику по зміні фізико-хімічних параметрів ГПА. Прикладом останньої може бути трибологічних діагностика.

Перевага параметричної діагностики полягає в тому, що вона дозволяє давати оцінку технічного стану ГПУ без його зупинки і розбирання. Саме тому всі параметричні методи діагностики часто називають методами безрозбірного діагностики.

Треба мати на увазі, що часто під параметричною діагностикою розуміють тільки діагностику по термо газодинамічних параметрів, виділяючи інші види нерозбірними діагностики в окремі методи - ВІБРОДІАГНОСТИКА, трибологію і т.д.

4.3. Віброакустична діагностика

Аналіз вібрацій - потужний інструмент для оцінки технічного стану агрегатів, прогнозування їх надійності, підготовки і проведення профілактичного ремонту. Виникнення і розвиток значної частини дефектів роторних машин, як правило, викликають зміни в вібраційному стані машин. Ці зміни, як і розвиток більшості дефектів, зазвичай відбуваються протягом досить тривалого періоду часу [19].

Загальні причини вібрації роторних машин: невірноваженість роторів і їх несоосність в Валопроводи, експлуатаційні розцентровки валопровода, дефекти в підшипниках, неприпустимі люфти і зазори, зношеність вузлів та деталей. У більшості випадків аеродинамічні і гідравлічні сили також впливають на вібрацію агрегатів.

Часто тільки параметри вібрації - віброзміщення, віброшвидкість, віброприскорення, спектр частот коливань, амплітуда і фаза коливань зворотному



π^* — ступінь підвищення тиску;

ρ – густина, кг/м³;

ω – кутова швидкість, рад/с.

Перелік умовних скорочень

ГТУ – газотурбінна установка;

КС – компресорна станція;

ГТС – газотранспортна система;

ГПА – газоперекачувальний апарат;

ГТД – газотурбінний двигун;

КНТ – компресор низького тиску;

КВТ – компресор високого тиску;

ТНТ – турбіна низького тиску;

ТВТ – турбіна високого тиску;

СТ – силова турбіна;

КЗ – камера згоряння;

САКД – система автоматичного керування двигуна;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

СА – сопловий апарат;

ВНА – вхідний направляючий апарат.

ЗПК – звукопоглинальна конструкція.

частоти - дозволяють визначити причини підвищеної вібрації і виявити дефектні вузли або деталі. Але значно частіше для повного розуміння процесів, що відбуваються в такому складному механізмі як турбомашини, потрібно одночасне знання і параметрів вібрації, і режимних і тепломеханічних параметрів агрегату.

Все частіше штатні системи вібраційного контролю доповнюються засобами накопичення і представлення результатів вимірювань (засобами моніторингу), що дозволяють представляти зміна вібраційних величин у вигляді трендів як в динамічному режимі (в темпі оновлення інформації), так і в статичному режимі (ретроспективному поданні інформації). У той же час розширений моніторинг, призначений для цілей діагностики, принципово відрізняється тим, що має забезпечувати не тільки отримання залежностей вібраційних параметрів від часу, але і можливість зіставлення вібраційних характеристик агрегату в різні моменти часу, уявлення залежностей вібраційних характеристик від режимних параметрів і т. д.

На жаль, системи вібраційного контролю, доповнені засобами моніторингу, представляються споживачам не як засобу контролю, призначені для діагностики обладнання, а як системи вібраційного контролю та технічної діагностики (СКТД). Здавалося б, незначна різниця в термінології (кошти або системи) дуже багато важить і є ключовою в проблемі створення СТД.

Створення систем діагностики або навіть просто активувати розширені моніторингу для діагностики будь-яких об'єктів, а тим більше таких складних, як сучасні турбоагрегати, вимагає не тільки вміння вимірювати і представляти результати вимірювань. Вирішення цього завдання вимагає глибоких знань конструкції об'єкта, його інтегральних властивостей і властивостей окремих вузлів і деталей, характеру робочих процесів, досвіду експлуатації та налагодження і т.д.

Глибина аналізу при діагностуванні в значній мірі залежить від тимчасового періоду, на базі якого виконується діагностування. Це вимагає тривалого накопичення і зберігання використовуваної при діагностуванні інформації.

У розвитку вітчизняних систем технічної діагностики (СТД) турбоагрегатів, в основі яких лежали, головним чином, принципи вібраційної діагностики, можна виділити три етапи:

I етап - з початку 70-х до середини 80 років. Концепція цього етапу полягала в створенні систем діагностики на базі комплексів спеціальної вимірювальної апаратури, причому головним чином використовувалася імпортна апаратура відомих фірм. При цьому вперше здійснені спроби використання обчислювальної техніки для накопичення та обробки інформації.

II етап - з середини 80-х до середини 90-х. Концепція створення систем діагностики на базі персональних комп'ютерів з підключеними апаратними засобами вібраційного контролю, найчастіше вітчизняними. Характерні риси: розвинений моніторинг, створення баз даних і розробка графічних засобів відображення і обробки цих даних. Одночасно був отриманий перший досвід використання інтелектуальних технологій - експертних систем діагностики.

III етап - період з середини 90-х років по теперішній час. Бурхливий розвиток комп'ютерних мереж, створення і впровадження інструментальних засобів і прикладного забезпечення визначили і сучасну концепцію - створення комплексних систем вібраційного контролю та діагностики на базі комп'ютерних технологій. Характерні риси: єдина інструментальна і програмна база для контролю, обробки та діагностика, мережева структура систем.

4.4. Трибологічна діагностика

Трибологія - наука, яка не менш важлива, ніж параметричну і вібраційна діагностика в діагностиці зносу механізмів. Назва науки походить від грецького слова «трібос» - тертя. Трибологія поєднує в собі фізику, хімію, матеріалознавство і технічні науки. Багато в чому саме ця міждисциплінарна природа приводила до того, що концепцією трибології нехтували. Це призводить до уповільнення розвитку машинобудування, величезним, невиправданим матеріальних витрат на тертя, знос і їх наслідків [19].

Спочатку робота в області трибології була спрямована на стимулювання та застосування більш досконалої мастила, стало абсолютно очевидно, що роль матеріалознавства і технології матеріалознавства і технології матеріалів з точки зору зниження зносу в машинобудуванні нітрохи не менше, ніж роль конструювання. Це відноситься, зокрема, і до зносу при відсутності змащення.

Можливість використання матеріалів зі значно поліпшеними трибологічними характеристиками потребують переоцінки багатьох механічних систем і конструкцій. Так, наприклад, наявність мастильних матеріалів, що працюють при температурі 600С. Для змащення жароміцних конструкційних матеріалів потрібні рідкі мастильні матеріали, здатні працювати в умовах високих температур. Трибологія дозволяє визначити стан зносу тертьових частин ГПА за наявністю хімічних домішок в маслі. Наприклад зміст металевих частинок [19].

4.5 Засоби, методи і організація робіт по вібраційної діагностики , штатні засоби вібраційного контролю

Для контролю вібраційного стану ГПА-Ц-16 застосовуються дві стаціонарні системи - на двигуні ІВ-Д-ПФ і на нагнітачі КСА-15.

Апаратура контролю вібрації ІВ-Д-ПФ призначена для безперервного контролю вибросостояння двигуна і видачі в САУ ГПА сигналу, пропорційного вимірюваним значенням віброшвидкості, індикації значень віброшвидкості опор двигуна і частоти обертання валів. Апаратура ІВ-Д-ПФ видає в САУ ГПА дискретні сигнали в разі досягнення виброскорості будь-який з опор попереджувального, а також гранично допустимого значення. Апаратура має систему вбудованого контролю. Контроль апаратури може проводитися як на працюючій, так і на непрацюючому двигуні.

Датчики вібрації встановлені на кронштейнах передньої опори, задній опорі газогенератора і на опорі силовий турбіни. Електронні блоки, що служать для індикації вимірюваних параметрів і формування вихідних сигналів САУ, можуть розташовуватися на блоці агрегатів і в пультовій.

Апаратура ІВ-Д-ПФ працює спільно з датчиками МВ-04-01 перетворюють механічні коливання в електричні заряди, які передаються на вхід вимірювального підсилювача, де перетворюються в напругу, інтегруються, посилюються, фільтруються і передаються на вхід блоку формування сигналів управління, контролю і сигналізації.

При рівні вібрації 40 мм / с 4 мм / с формується сигнал «Підвищеною вібрація», який показується на світловому табло. При рівні вібрації 60 мм / с 6 мм / с формується сигнал аварійної зупинки і включається табло «Небезпечна вібрація».

Контрольно-сигнальна апаратура КСА-15 призначена для вимірювання і сигналізації про перевищення заданих значень рівнів вібросмещення і осьового зсуву роторів з хромельнікелевих феромагнітних сталей діаметром понад 50 мм з чистотою обробки поверхні не гірше 1,25.

Комплект обладнання складається з п'яти перетворювачів і вторинної апаратури. КСА-15-125-1,0 - вимірює вибросмещення в діапазоні від 10 мм до 125 мкм і осьового зсуву в діапазоні від -1,0 мм до +1,0 мм. Датчики КСА-15 встановлюються на ПОН «лівий», «правий» і на ЗОН «горизонталь», «вертикаль», «осьовий зсув». Виставляється зазор між торцем датчика і валом до 1,35 0,05 мм, який повинен відповідати значенню частоти на генераторі 7 кГц. За осьового зсуву зазор між датчиком і валом той же, але вихідне значення на генераторі 7 В, що відповідає нульовому значенню осьового зсуву.

4.6. Параметрична діагностика

Діагностика по термо газодинамічних параметрам - одне з найбільш розвинених напрямків параметричної діагностики ГПА. Це пов'язано перш за все з тим, що в даний час немає датчиків, що дозволяють безпосередньо вимірювати технічний стан елементів на працюючому ГПА (ерозійні знос робочих коліс відцентрового нагнітача, радіальні зазори турбін високого і низького тиску, і т.д.) У зв'язку з цим методи оцінки технічного стану ГПА за значеннями безпосередньо вимірюваних в процесі експлуатації технологічних параметрів,

тобто непряним шляхом, необхідно розвивати і вдосконалювати.

Методи термогазодинамічних діагностики ГПА можуть бути загальними і приватними. Застосування приватних методів, пов'язаних з визначенням відносного зміни параметрів технічного стану газотурбінних ГПА, дозволяє виявити темп зміни стану агрегату, його технологічних та паливно-енергетичних показників - продуктивності, потужності, витрати паливного газу і т.д., визначити з відомим наближенням середньостатистичні значення параметрів стану парку ГПА. Застосування загальних методів дозволяє перейти до визначення абсолютних величин технологічних показників ГПА, необхідних для побудови системи планово-попереджувальних ремонтів, планування і прогнозування роботи агрегатів і КС в цілому. Без них неможлива побудова комплексної автоматизованої системи діагностики газотурбінних ГПА [19].

Залежно від структури представлення об'єкта методи термогазодинамічних діагностики можуть бути інтегральними, розглядаються установку в цілому, і диференціальними, що розглядають кожен елемент агрегату окремо. У цих методах можуть застосовуватися і різні способи задання способи задання вихідної інформації про режими роботи ГПА і його елементів у вигляді функціональних рівнянь або характеристик, знайдених дослідним шляхом. Оцінки технічного стану об'єкта в першому випадку пов'язані з побудовою його математичної моделі. При цьому найбільш широке застосування знайшли найбільш прості, лінійні моделі. Саме створенню такої моделі буде присвячено наступний розділ.

4.7 Створення еталонної діагностичної моделі робочого процесу проектного ГТУ

Діагностична модель створюється за методикою, наведеною у [12]. Для її побудови буде розраховано дросельну характеристику ГТУ при стандартних атмосферних умовах. Результати розрахунків буде апроксимовано поліномами першого – другого рівнів. При цьому необхідно отримати залежності вимірюваних параметрів робочого процесу від частоти та обертання робота

низького тиску.

Вважаємо, що на двигуні вимірюються наступні параметри: Тиск та температура на вході, оберти ротора низького тиску, оберти ротора високого тиску, температура перед та за силовою турбіною, витрата палива.

Результати розрахунків зведено в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1.

Розрахунок еталонної діагностичної моделі ГТУ

Параметри і розрахункова формула	Дросельна характеристика					
$\bar{n}$	pp	0,85	0,9	0,95	1	1,05
$T_B^* = T_H$	288	288	288	288	288	288
P_H , МПА	0,101	0,101	0,101	0,101	0,101	0,101
$\bar{n}_{3B} = \bar{n} \sqrt{288/T_B^*}$	1	0,85	0,9	0,95	1	1,05
$\bar{\pi}_K^* = \bar{n}_{3B}^a$, де $a = \pi_{K,p}^{*0,2}$	1	0,74	0,82	0,91	1	1,09
$\pi_K^* = \pi_{K,p}^* \bar{\pi}_K^*$	21	15,54	17,22	19,11	21	22,89
$\bar{\eta}_K^* = \bar{n}_{3B}^b$	1	0,97	0,98	0,99	1	0,99
$\eta_K^* = \eta_{K,p}^* \bar{\eta}_K^*$	0,86	0,83	0,84	0,85	0,86	0,85
$L_K = \frac{K R T_B^*}{K - 1} \left(\pi_K^{*\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K^*}$, Дж/кг	399633	416586,2 4	430327, 8	443403, 9	463105,03	487405, 9
$T_K^* = T_B^* + \frac{L_K}{\left[\frac{K R}{K - 1} \right]}$, К	685	702,2	716,27	729,28	748,89	773,07
$P_r^* = P_H \pi_K^* \sigma_{K,3,p} \sigma_{Bx,p}$, Па	2,015	1,49169	1,65295	1,83437	2,01579	2,19722
$T_r^* = T_{r,p}^* \frac{L_K}{L_{K,p}}$, К	1135	1183	1222	1259	1315	1384

$c_{к.з} = 878 + 0,208(T_{г}^* + 0.48T_{к}^*)$	1182	1194,17	1203,68	1212,68	1226,28	1294,51
$g_{пал} = c_{к.з} \frac{(T_{г}^* + T_{к}^*)}{(H_u \eta_{г.п})}$	0,045	0,047	0,048	0,05	0,053	0,058
$L_{т.к} = \frac{L_{к}}{[(1 + g_{пал})(1 - g_{ох.п} - g_{в.п}) \times \eta_{м.г}]}$	412417	428926	442652	455233	474106	496626
$T_{гс}^* = T_{г}^* - L_{т.к} \frac{\kappa_{г} - 1}{\kappa_{г} R_{г}}$	780	813,46	840,64	866,80	906,54	956,14
$P_{гс}^* = P_{г}^* \left(1 - \frac{T_{г}^* - T_{гс}^*}{T_{г}^* \eta_{т.к.п}^*}\right)^{\frac{\kappa_{г}}{\kappa_{г}-1}}$	0,370	0,322	0,370	0,398	0,457	0,485
$L_{с.т} = \frac{\kappa_{г} R_{г} T_{гс}^*}{\kappa_{г} - 1} \left(1 - \left(\frac{P_{т.п}}{P_{гс}}\right)^{\frac{\kappa_{г}-1}{\kappa_{г}}}\right)$	241605	229312	263252	281453	301422	324332
$N_{е.п} = L_{с.т} \eta_{м.с.п} (1 + g_{пал}), \text{Вт}/\left(\frac{\text{кГ}}{\text{с}}\right)$	24995	21608	24829	26597	28565	30882
$G_{к} = G_{к.п} \frac{P_{г}^*}{P_{г.п}^*} \sqrt{\frac{T_{г.п}^*}{T_{г}^*}}, \text{кГ/с}$	52,71	42,44	45,69	50,03	53,79	56,98
частота обертання РНТ, об/хв.	8769,5 9	7454,15	7892,63	8331,11	8769,59	9208,06
частота обертання РВТ, об/хв.	10099	8584,15	9089,10	9594,05	10099,9 0	10603,9 5
$g_{пал} \text{ кГ/ГОД}$		7164	7884	9000	10260	11880

Отримані результати було апроксимовано за методом найменших квадратів. Отримані залежності наведено на рис. 4.1.- 4.5. та у вигляді формул (4.1) – (4.5) .

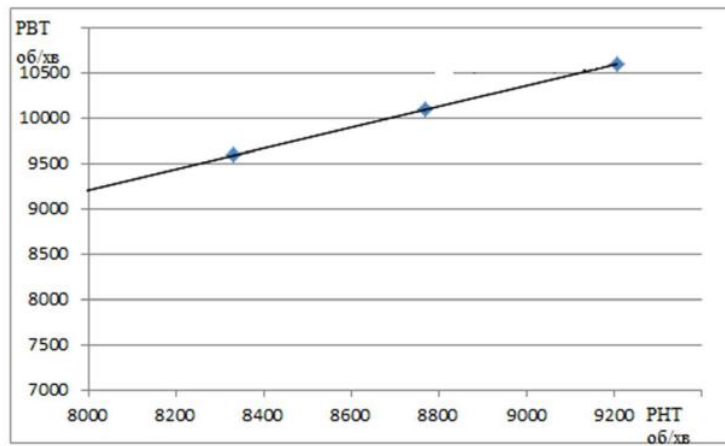


Рис 4.1.Оберти РНТ і РВТ .

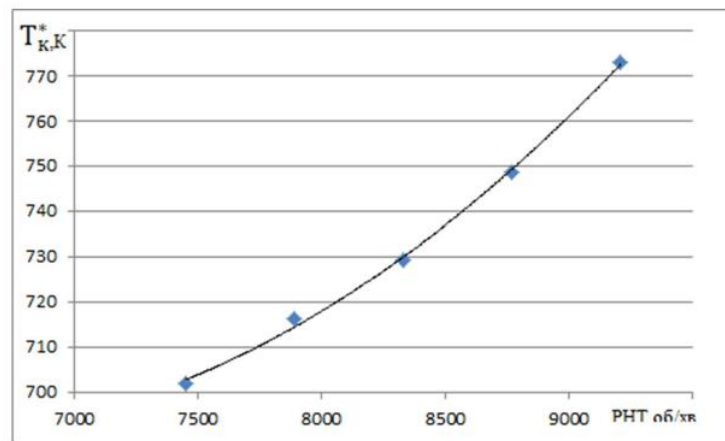


Рис 4.2. Зміна температури за компресором при різних обертах РНТ

$$T_K^* = T_B^* + \frac{L_K}{\left[\frac{KR}{K-1} \right]}, K$$

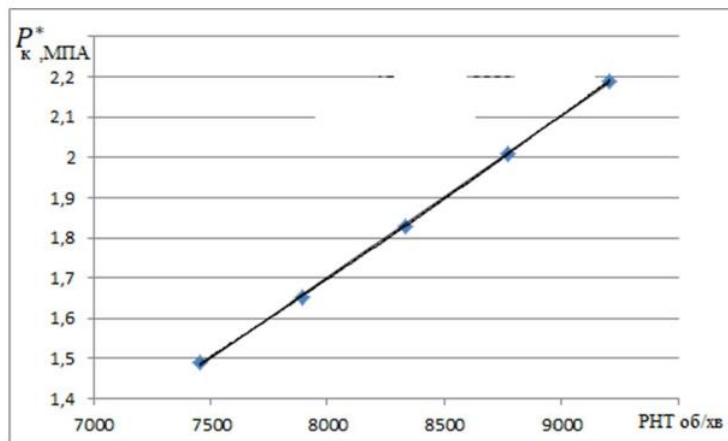


Рис 4.3. Тиск за компресором при різних обертах РНТ

$$P_{\Gamma}^* = P_{\text{н}} \pi_k^* \sigma_{\text{к.з.р}} \sigma_{\text{вх.р}}, \text{ МПа}$$

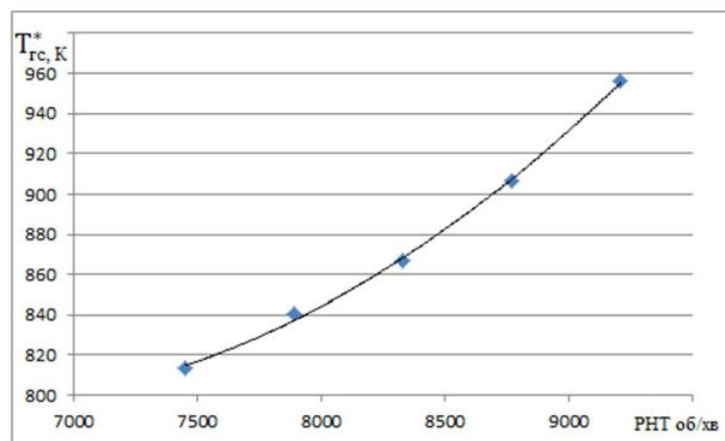


Рис 4.4. Температура перед силовою турбіною при різних обертах РНТ

$$T_{\text{гс}}^* = T_{\Gamma}^* - L_{\text{т.к}} \frac{\kappa_{\Gamma} - 1}{\kappa_{\Gamma} R_{\Gamma}}$$

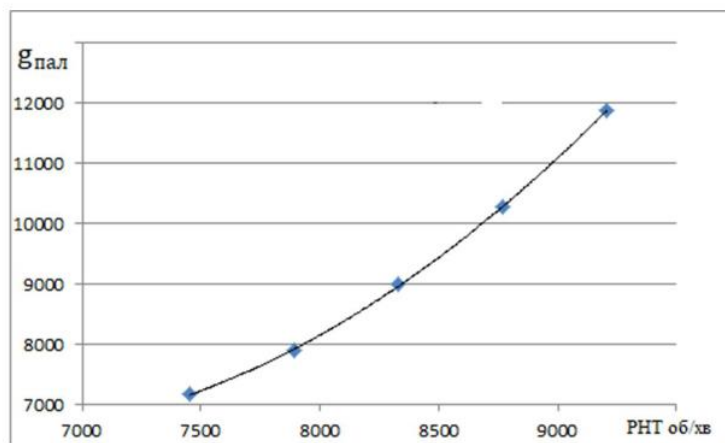


Рис 4.5. Витрата палива при різних обертах РНТ

Отримана діагностична модель має вигляд

$$y = 1,1516x - 0,0299 \quad (4.1)$$

$$y = 1E-05x^2 - 0,1263x + 1090,4 \quad (4.2)$$

$$y = 0,0004x - 1,51 ; y = 1E-08x^2 + 0,0002x - 0,4841 \quad (4.3)$$

$$y = 2E-05x^2 - 0,2815x + 1707,4 \quad (4.4)$$

$$y = 0,0007x^2 - 9,3413x + 36654 \quad (4.5)$$

ВСТУП

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

Одним з найбільш ефективних засобів для приводу КС ГПА є газотурбінний, оскільки джерелом енергії для них служить газ, що транспортується, крім того, газотурбінні ГПА забезпечують швидкий запуск з холодного стану, мають високий ККД, малі розміри, просту та надійну конструкцію, розвивають велику потужність [2].

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

Основними напрямками підвищення ефективності ГТД є [3,4]:

оптимізація конструкції ГТД за питомою масою і показниками надійності на основі удосконалення методів проектування;

інтенсифікація робочого процесу шляхом збільшення температури газу перед турбіною і степені підвищення тиску повітря в компресорі з оптимізацією параметрів циклу за питомою потужністю і питомою витратою палива;

розробка принципово нових схем двигунів якісно покращуючи паливну економічність і маючі низькі рівні шкідливого впливу на зовнішнє середовище;

застосування в САК ГТД мікропроцесорної обчислювальної техніки та

ефективних регуляторів, що забезпечують розширення діапазону стійкої роботи

Кафедра авіаційних двигунів				НАУ 20.05.96. 000 ПЗ					
Розробив	Курилко О.			ВСТУП				Лист	Листів
Керівник	Якушенко О.С.								
Нормоконт.									
Зав.каф.	Кулик М.С.								
					6.050604				

Висновки за розділом 4

1. У даній роботі розглянуто концепцію побудови діагностики стосовно до обладнання використовуваного на деяких компресорних станціях.

2. Запропоновано методику діагностування на основі структурного аналізу спектрів коливань. Дана методика використана для діагностування несправностей вузла блоку масляних насосів. Описано можливі причини несправності обладнання.

3. Отримано ліанеризовіану математичну модель, яка дозволяє розраховувати еталонні значення параметрів робочого процесу проектованого ГТУ для використанні їх у алгоритмах діагностування її проточної частини



ВИСНОВКИ

1. В результаті термодинамічного розрахунку визначено параметри робочого тіла в характерних перерізах проточної частини та в результаті газодинамічного розрахунку визначено геометричні розміри характерних перерізів, кінематичних параметрів потоку кількості роторів і частот їх обертання, числа ступенів компресора і турбіни.
2. Основні елементи ГТУ забезпечені достатнім запасом статичної міцності , а також розрахована довготривалість підшипника достатня для роботи опори при заданому ресурсі двигуна
3. Проведено стислий опис основних систем (змащувальна, паливна, система автоматичного керування і регулювання ГТУ, система запуску) двигуна, що проектується та обрано матеріали для виготовлення основних елементів ГТУ.
4. Отримано ліанеризовіану математичну модель, яка дозволяє розраховувати еталонні значення параметрів робочого процесу проектного ГТУ для використанні їх у алгоритмах діагностування її проточної частини.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Офіційний сайт ДК «УкрТрансГаз» [Електронний ресурс]/Астахов.Р.К., Музирин Г.Н., - Режим доступу:

<http://utg.ua/utg/gts/trunk-pipelines.html>-20.10.2012р.

2. Энергетическое газотурбостроение: современное состояние и тенденции развития [Текст]: учеб. пособие / Патон Б.Е., Халатов А.А., Костенко Д.А., Письменный А.С., Билека Б.Д. –Х.: Институт технической теплофизики НАН Украины.- Киев, -2008.- 74с.

3. Лозицкий Л.П. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей[Текст]: учеб. пособие для вузов / Лозицкий Л.П., Ветров А.Н., Дорошко С.М. и др - М.: Воздушный транспорт, 1992.-534 с.

4. Машиностроение[Текст]: Энциклопедия / Ред. Совет: К.В. Фролов (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 2010. – 720 с.

5. Киселев, Ю.В. Руководство по эксплуатации двигателя Д-336 [Текст] : справ. по рук./ Ю.В.Киселев, С.Н.Тиц, 2000.-472 с.

Кафедра авіаційних двигунів				НАУ 20.05.96. 000 ПЗ			
Розробив	Курилко О.			Перелік використаних джерел		Лист	Листів
Керівник	Якушенко О.С.						
Нормоконт.					6.050604		
Зав.каф.	Кулик М.С.						

6. Теорія теплових двигунів [Текст] : Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів: навч. посіб./ Терещенко Ю.М., Кулик М.С. та ін.; за ред. Ю.М. Терещенка. – К.: Вид-во НАУ «НАУ-друк», 2009.–328 с.

7. Комисаров Г.А. Методика газодинамического расчета осевого компрессора [Текст]: технический отчет ЦИАМ/ Комисаров Г.А., Микиртичан В.М., Хайт М.В.– М.: ЦИАМ,1962. – 132 с.

8. Кулик М.С. Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів [Текст]: підручник/М.С. Кулик, О.А. Тамаргазін, В.В. Козлов. – К.: Вид-во Нац. Авіа. ун-ту «НАУ-друкач». 2009. – 480 с.

Ганин, Н.Б. Проектирование и прочностной расчет расчет в системе
9. КОМПАС- 3D V13 [Текст]: справочник./ Ганин Н.Б. – М.: ДМК Пресс, 2011. – 320с.

10. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели, Конструкция и расчет деталей. 4-у изд.[Текст]: Машиностроение, 1974, – 520 с., – 520 с.

11. Потемкин В.Г. Matlab6: среда проектирования инженерных приложений [Текст]: ДИАЛОГ-МИФИ, 2003. - 448 с.

12. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т., Т.2. – 8–изд [Текст]: справочник/ Анурьев В.И. – М.: Машиностроение, 2001. - 912 с.

13.Вібраційна надійність і діагностика турбомашин. Ч.1. Вібрація і балансування: Навчальний посібник / Є.В. Урьев Єкатеринбург: ГОУ УГТУ-УПІ, 2003. 200с.

14.Урьев Є.В. Основи надійності та технічної діагностики турбомашин: Навчальний посібник. Єкатеринбург, УГТУ-УПІ, 1996. 71 с.

15.Є.В. Урьев Елементи теорії надійності і основи теорії технічної діагностики турбомашин: Навчальний посібник / Єкатеринбург: ГОУ УГТУ-УПІ, 2000. 53с.

16. Пітер Д. Трибология - виникнення і майбутні завдання / Перша Міжнародна конференція «Енергодіагностика»: Збірник наукових праць. М., 1995. Т.3. С. 3-28.
17. Моніторинг силових агрегатів на КС / Є.О. Антонова, І.А. Іванов, О.А. Степанов, М.Н. Чекардовскій // СПб .: Недра, 1998..
18. Урьев Є.В. Концепція розвитку нового покоління систем вібраційного контролю та діагностики енергетичного обладнання / Проблеми вібрації і вібродіагностики енергетичного обладнання. Всеросс. нараду М .; ОІІ, 1999.
19. Ахмедзянов А.М., Дубравский Н.Г., Тунаков А.П. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам. - М.: Машиностроение, 1983. - 206 с.