

SECTION 4. ELECTRICAL ENGINEERING

DOI: 10.46299/ISG.2023.MONO.TECH.2.4.1

4.1 Розробка термогазодинамічної моделі турбовентиляторної приставки триконтурного двигуна

Однією з перспективних схем є авіаційний двигун Open Rotor, однак він має один істотний недолік - високий рівень шуму [309, 310]. Частково вирішити цю проблему дозволяє наявність капота [311, 312]. Триконтурний двигун (газотурбінний двигун з турбовентиляторною приставкою) також дозволяє вирішити проблему зниження шуму за рахунок мотогондоли турбовентиляторної приставки. Триконтурні та двоконтурні двигуни (ТРТД та ТРДД) мають більш високі значення тягового та повного коефіцієнта корисної дії (ККД) при дозвукових швидкостях польоту (до 300м/с), ніж турбореактивного двигуна (ТРД). Відповідно на цих режимів ТРТД та ТРДД при однакових параметрах робочого процесу газогенератора та однаковій витраті повітря через газогенераторний контур мають велику тягу за стартових умов на 35-40% порівняно з параметрами ТРД. На крейсерському режимі польоту з дозвуковою швидкістю тяга ТРТД і ТРДД на 12- 15% більше, ніж тяга ТРД. Більш високі значення повного ККД ТРТД (порівняно з ТРДД) пояснюється відсутністю в ТРТД негативного впливу модуля вентилятора (яке має місце у двоконтурному ТРДД) на параметри газогенераторного контуру, тобто збільшення ККД компресора низького тиску і компресора високого тиску газогенератора на 3...5 % [313-315]. Таким чином, дослідження характеристик триконтурних двигунів є актуальними.

Термогазодинамічна модель представляє собою набір рівнянь, які описують термодинамічні і газодинамічні процеси в турбінній і вентиляторній частині турбовентиляторної приставки газотурбінного двигуна. За результатами теоретичного термогазодинамічного розрахунку буде отримано геометричні параметри турбінної і вентиляторної частини турбовентиляторної приставки.

Для побудови термогазодинамічної моделі турбовентиляторної приставки для вентиляторного контуру за прототип було взято лопатки вентиляторного контуру типу ТРДД Д-18Т. Завдання складалося з наступних етапів:

1. Визначення газодинамічних параметрів потоків, що протікають через ступені турбіни та через турбовентиляторну приставку.
2. Визначення параметрів ступенів турбіни та турбовентиляторної приставки.
3. Розрахунок геометричних розмірів та побудова лопаток першого ступеню турбіни.
4. На основі отриманих результатів розробка геометричної моделі та проведення моделювання течії в турбовентиляторній приставці з одним ступенем турбіни в програмному комплексі ANSYS CFX.

Для розрахунку параметрів потоку через вентилятор обрано режим 0,7 номіналу. Розрахунок проводився для висоти 0 км, швидкості польоту $M=0,4$ та температурі $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Результати розрахунку представлені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Результати розрахунку параметрів потоку через вентилятор

Параметр	Розмірність	Значення
Висота	км	0
Тиск атмосфери	кгс/см ²	1.0332
Температура атмосфери	°K	288
Число Маха	-	0.4
Повний тиск на вході	кгс/см ²	1.15362
Температура атмосфери повна	°K	297.22
Швидкість польоту	м/с	136.08
Температура за вентилятором, повна	°K	330.8
Обороти вентилятору	об./хв.	2980.9
Сумарна витрата повітря	кг/с	734.584

Параметр	Розмірність	Значення
Сумарна тяга	кгс	11394
Витрата повітря через перший контур	кг/с	95.941
Ступінь двоконтурності	-	6.657

Робота та потужність вентилятора, визначається за формулою [316]:

$$L_B = \frac{k}{k-1} R(T_{2B} - T_{1B})$$

$$W_B = L_B G_B$$

де T_{1B} , T_{2B} - повні температури повітря перед та за вентилятором, відповідно;
 G_B - витрата повітря через вентилятор.

Згідно з результатами приведеними в таблиці 1, робота вентилятора становить $L_B = 3,308 \cdot 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$, а потужність $W_B = 2,393 \cdot 10^4 \text{кВт}$. Отримані параметри має вентилятор на обраному режимі при існуючих геометричних характеристиках, а саме радіус втулки вентилятора 320 мм і зовнішньому радіусі вентилятора 1220 мм.

Для створення моделі турбовентиляторної приставки, оскільки радіус турбіни може бути значно більший радіуса втулки вентилятора, визначимо параметри турбіни при різних її зовнішніх радіусах. При цьому приймаємо, що радіус втулки вентилятора більший за зовнішній радіус турбіни на $\delta_{BT} = 30 \text{ мм}$.

При збільшенні радіуса втулки вентилятора приймаємо, що витрата повітря через вентилятор зменшується пропорційно за формулою:

$$G_{B-p} = G_B \frac{F_p}{F_0}$$

$$G_{B-p} = G_B, \text{ якщо } R_T + \delta_{BT} < R_{BT}$$

де F_0 – омітаюча площа вентилятору при радіусі втулки 320 мм;

F_p – омітаюча площа вентилятору при поточному радіусі втулки;

R_T - зовнішній радіус турбіни;

R_{BT} - втулковий радіус вентилятора двигуна прототипу.

Для визначення газодинамічних параметрів потоку газу через турбіну використовувалась методика, яка описана в роботі [316]. Представлений алгоритм був реалізований в програмному середовищі MathCad.

Для виконання розрахунку параметрів ступеня турбіни необхідно задати наступні вхідні дані:

- Повний тиск на вході до турбіни, прийнято 19,5 МПа;
- Повна температура газу на вході до турбіни, прийнято 1500 К;
- Коефіцієнт навантаження ступеня турбіни на середньому радіусі прийнятий 2 (оскільки лопатка турбіни жорстко закріплена з обох сторін);
- Робота, яку повинен виконувати ступінь турбіни визначалась через коефіцієнт навантаження та колову швидкість;
- Кінцевий, середній та втулковий діаметри перед робочим колесом турбіни;
- Кут виходу потоку газу на виході із соплового апарату прийнятий 20° ;
- Колова швидкість на середньому діаметрі робочого колеса, визначалась через швидкість обертання вентилятору;
- Приведена швидкість на виході із соплового апарату, підбиралась ітераційним шляхом для забезпечення збіжності за роботою, що виконується;
- Коефіцієнт збереження повного тиску в сопловому апараті прийнятий 0,98.

За допомогою розробленої програми виконана серія розрахунків щодо визначення характеристик турбіни турбовентиляторної приставки при різних значеннях зовнішнього радіусу турбіни. Результати розрахунків представлені на рисунках 1 –6.

Отримано залежність витрати газу через турбіну від кількості ступенів турбіни в діапазоні зовнішніх радіусів турбіни від 0,4 м до 1 м (рис.1). Залежність коефіцієнту напруженості турбіни від кількості ступенів турбіни в діапазоні зовнішніх радіусів турбіни від 0,4 м до 1м показано на рис. 2. Залежність потужності вентилятора від зовнішнього радіусу турбіни

продемонстровано на рис. 3. Залежність потужності одного ступеня турбіни від кількості ступенів турбіни для турбіни з різними зовнішніми радіусами показано на рис. 4. Залежність висоти лопатки турбіни від кількості ступенів турбіни для турбіни з різними зовнішніми радіусами представлено на рис. 5. Значення ступеня реактивності турбіни в залежності від кількості ступенів турбіни для турбіни з різними зовнішніми радіусами показано на рис. 6.

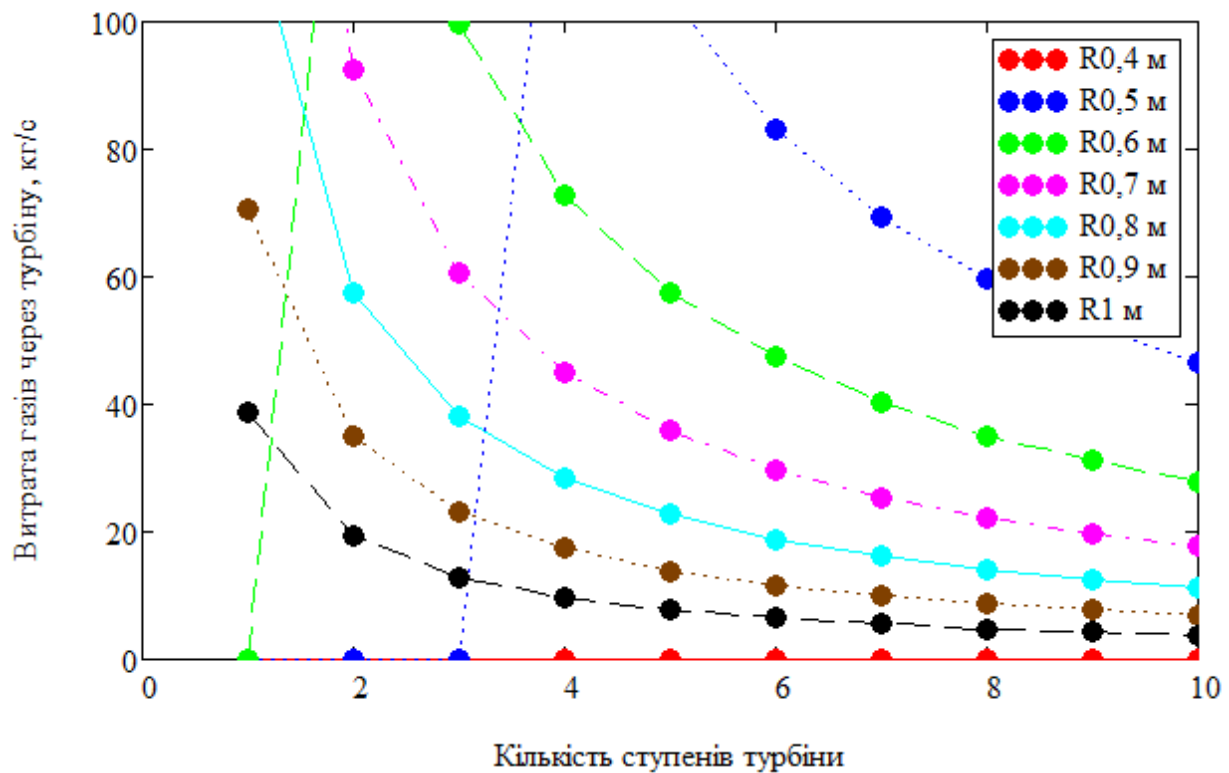


Рисунок 1. Витрата газу через турбіну в залежності від кількості ступенів турбіни для різних зовнішніх радіусів турбіни.

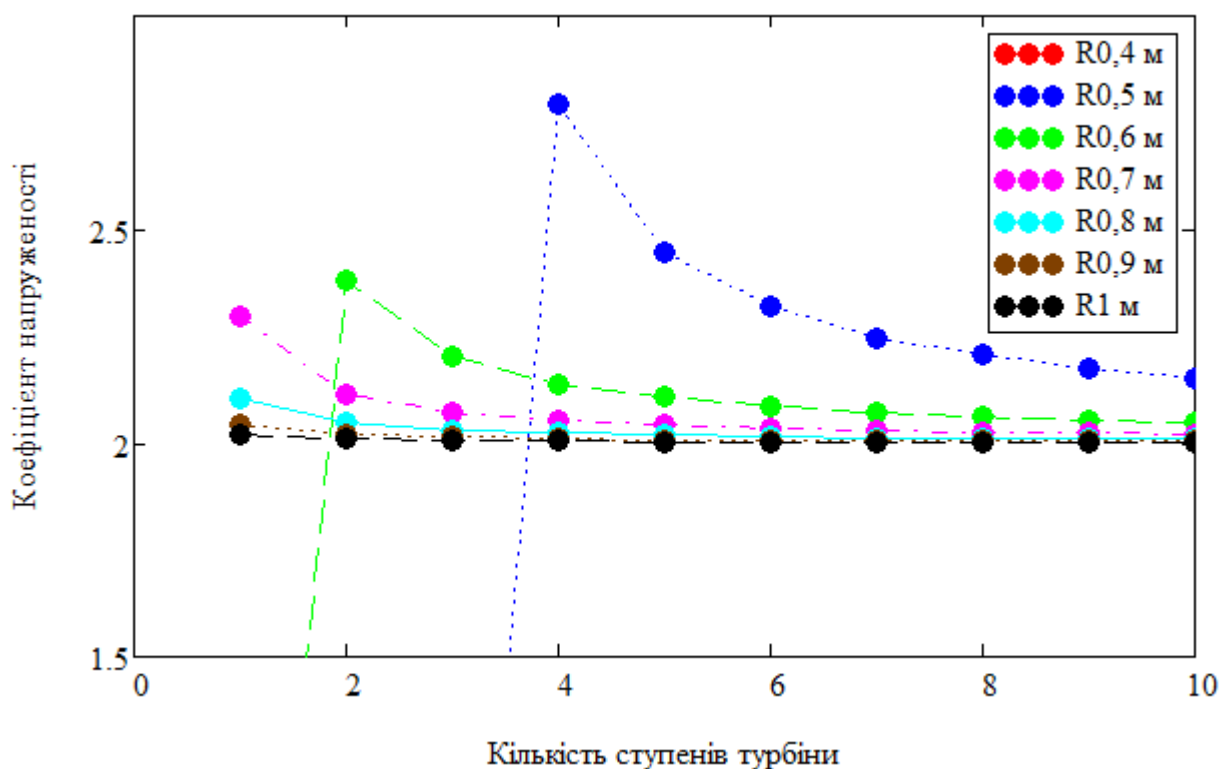


Рисунок 2. Залежність коефіцієнту напруженості турбіни від кількості ступенів турбіни.

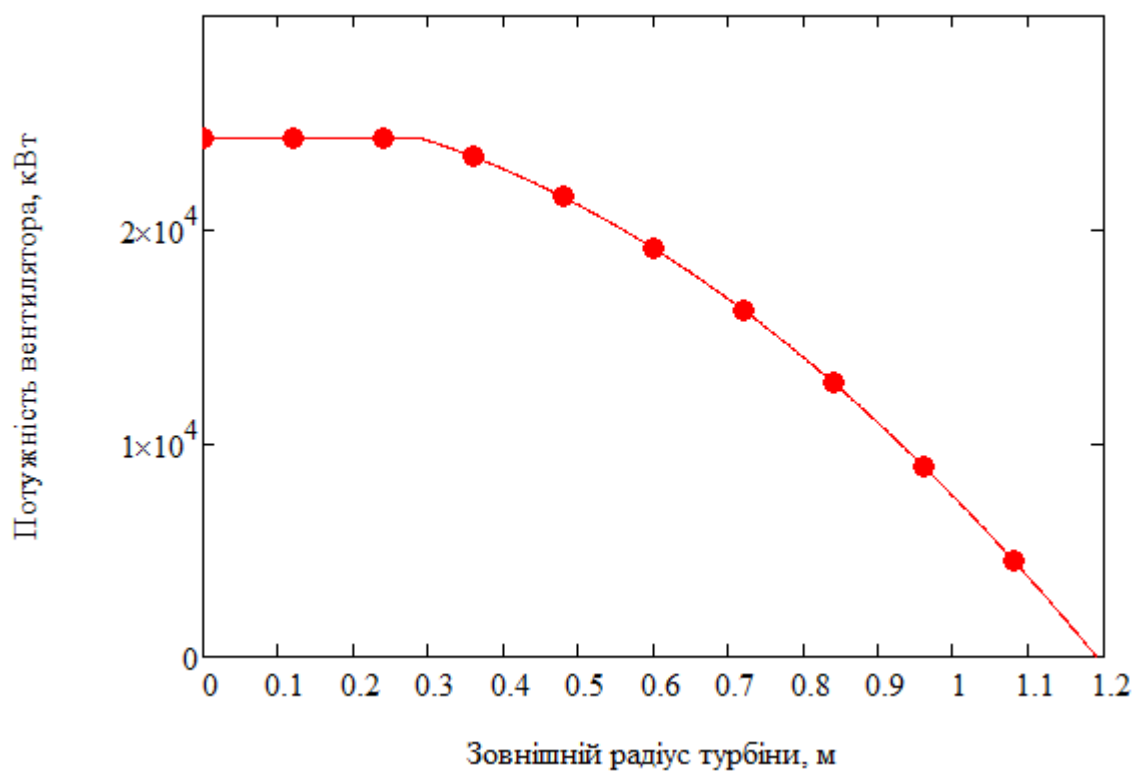


Рисунок 3. Залежність потужності вентилятора від зовнішнього радіусу турбіни.

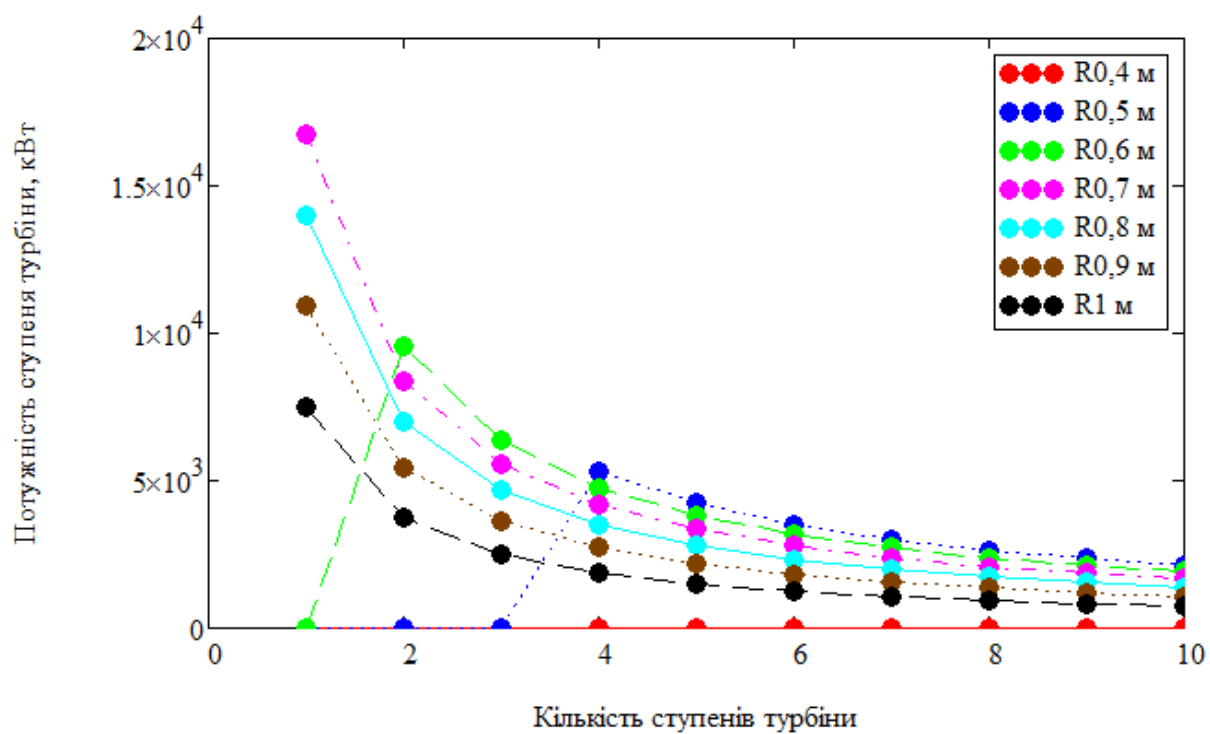


Рисунок 4. Залежність потужності одного ступеня турбіни від кількості ступенів турбіни для турбіни з різними зовнішніми радіусами.

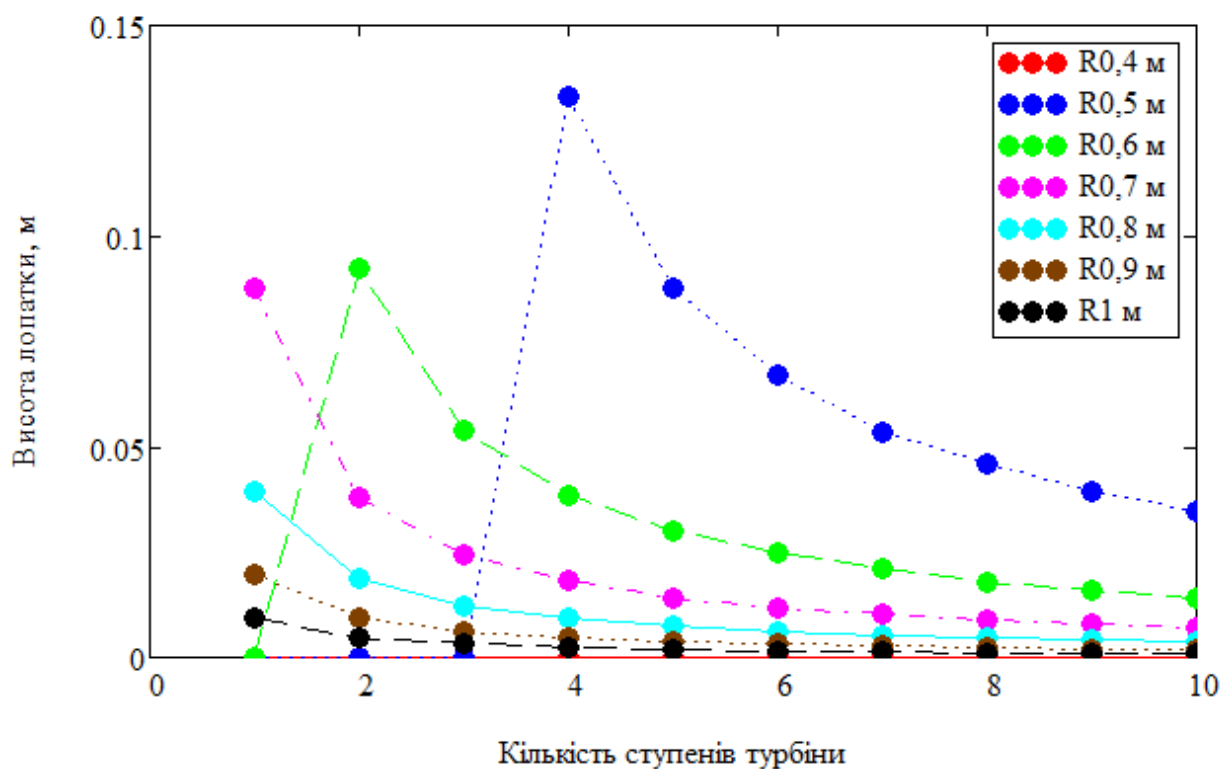


Рисунок 5. Залежність висоти лопатки турбіни від кількості ступенів турбіни для турбіни з різними зовнішніми радіусами.

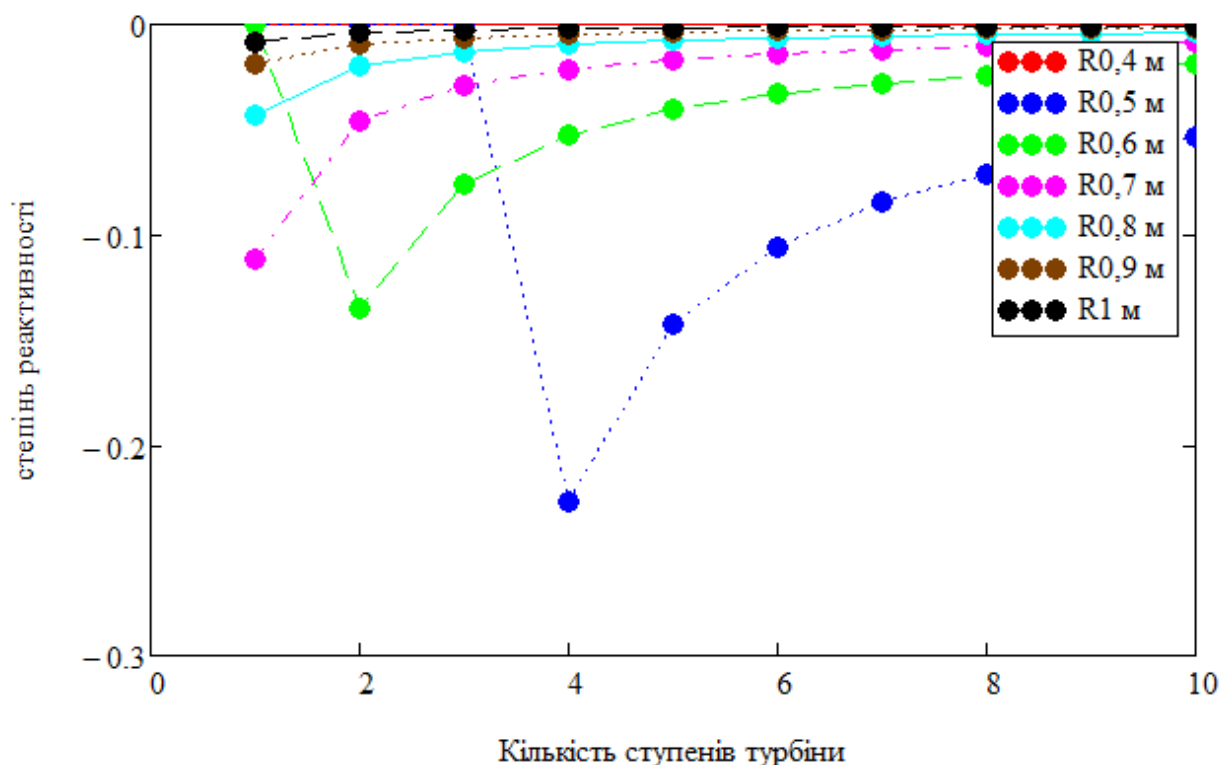


Рисунок 6. Значення ступеню реактивності турбіни в залежності від кількості ступенів турбіни для турбіни з різними зовнішніми радіусами

Для подальших розрахунків було обрано зовнішній радіус турбіни 0,7 м та кількість ступенів турбіни 3. Втулковий радіус турбовентиляторної приставки становить 0,73 м – для її побудови частина лопатки вентилятора двигуна Д-18 Т нижче втулкового радіусу відкидається. Товщина корпусу задається 3 см.

Наступним етапом роботи був розрахунок геометричних розмірів та побудова лопаток першого ступеню турбіни. Для побудови профілю лопатки турбіни обрано симетричний профіль з відносною товщиною на середньому діаметрі 15 %. Значення відносних координат точок профілю представлено у таблиці 2.

Приймаємо, що середня лінія профілю вигинається по параболі. Рівнянням параболі у загальному випадку є рівняння кривої другого порядку, яке можна записати у наступному вигляді:

$$A \cdot x^2 + B \cdot x \cdot y + C \cdot y^2 + D \cdot x + E \cdot y + F = 0 \quad (1)$$

Додатковою умовою для параболі є рівняння:

$$B^2 + 4A \cdot C = 0$$

Рівняння 1 можна записати у наступній формі

$$y(x) = \frac{-Bx - E \pm \sqrt{(B \cdot x + E)^2 - 4C(A \cdot x^2 + D \cdot x + F)}}{2C} \quad (2)$$

Таблиця 2.

Значення відносних координат точок аеродинамічного профілю турбіни

$\underline{x}, \%$	$\underline{y}, \%$	$\underline{x}, \%$	$\underline{y}, \%$
0	0	40	50.9
1.25	11.7	50	47.6
2.5	15.4	60	37
5	19.9	70	25.1
10	27.4	80	14.2
15	34	90	8.5
20	39.5	95	7.2
30	47.2	100	0

Побудувати параболу можна, знаючи рівняння двох дотичних до неї та ще однієї точки. Перші дві дотичні визначені конструкційним кутом входу лопатки в носіку профілю та конструкційним кутом виходу лопатки в кінцевій точці профілю. Додаткову точку можна визначити як середину відрізка, що поєднує середини відрізків, які, в свою чергу, поєднують точку перетину двох дотичних та точку на параболі. Необхідні елементи представлені на рисунку 7.

Рівняння дотичної до кривої в точці має наступний вигляд:

$$y - y_0 = \varphi'(x_0) \cdot (x - x_0)$$

де

$\varphi'(x_0) = tg(\alpha)$ – похідна кривої другого порядку в точці x_0 ;

α – кут між дотичною та віссю x .

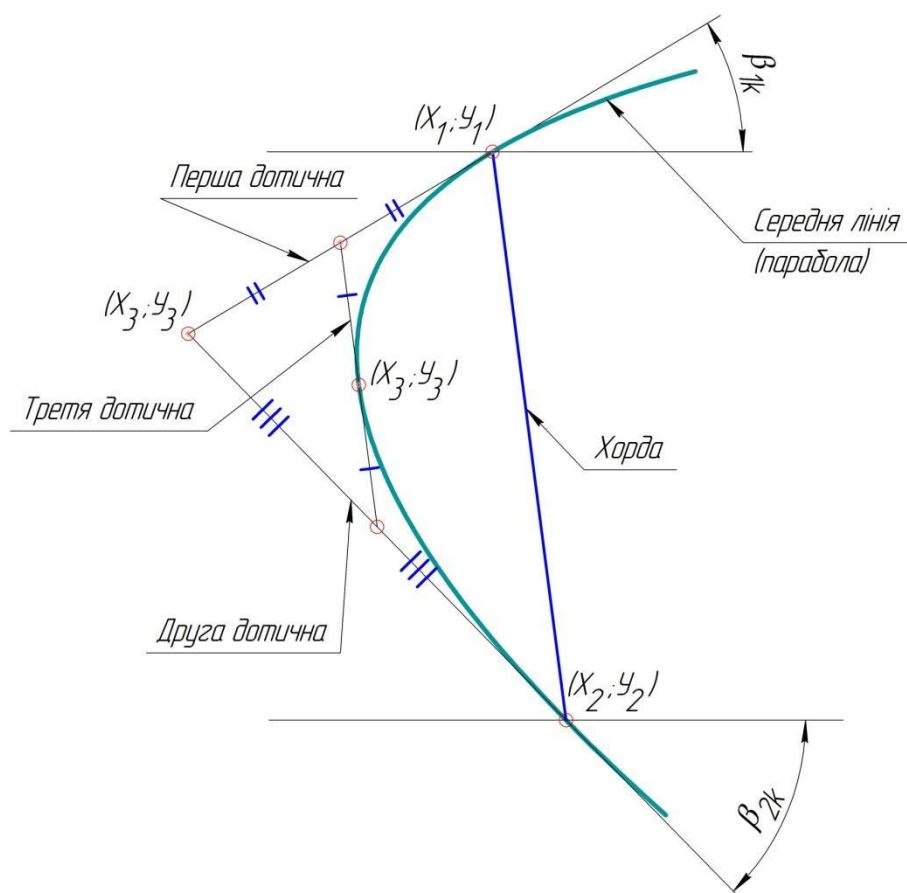


Рисунок 7. Схема побудови дотичних

Похідна неявної функції для рівняння кривої другого порядку має наступний вид:

$$2A \cdot x + B \cdot (y + x \cdot y') + 2C \cdot y \cdot y' + D + E \cdot y' = 0$$

Після спрощення отримаємо наступне рівняння:

$$\varphi'(x_0) = y' = \frac{2A \cdot x_0 + B \cdot y_0 + D}{B \cdot x_0 + 2C \cdot y_0 + E} = \operatorname{tg}(\alpha)$$

Для знаходження коефіцієнтів у рівнянні параболи слід вирішити рівняння:

$$\begin{aligned} & \left\{ \frac{2A \cdot x_1 + B \cdot y_1 + D}{B \cdot x_1 + 2C \cdot y_1 + E} = \right. \\ & \quad \frac{2A \cdot x_2 + B \cdot y_2 + D}{B \cdot x_2 + 2C \cdot y_2 + E} = \operatorname{tg}(\alpha_2) \\ & = \operatorname{tg}(\alpha_1) \frac{A \cdot x_1^2 + B \cdot x_1 \cdot y_1 + C \cdot y_1^2 + D \cdot x_1 + E \cdot y_1 + F = 0}{A \cdot x_2^2 + B \cdot x_2 \cdot y_2 + C \cdot y_2^2 + D \cdot x_2 + E \cdot y_2 + F = 0} \times \\ & \times \frac{A \cdot x_3^2 + B \cdot x_3 \cdot y_3 + C \cdot y_3^2 + D \cdot x_3 + E \cdot y_3 + F = 0}{B^2 + 4A \cdot C = 0} \end{aligned}$$

Після розв'язку отриманих рівнянь і знаходження значень коефіцієнтів, знаходять початкові координати точок профілю за формулами:

$$x_i = \frac{x_i}{100} b_{pk} \text{ та } \Delta y_i = \frac{y_i}{100} b_{pk} \cdot c_{max}$$

де b_{pk} – хорда лопатки робочого колеса; i – порядковий номер точки; c_{max} – відносна товщина профілю; Δy_i – відстань від середньої лінії, по нормалі до неї, до точки на профілі.

Координати точок профілю будуються по нормалі до середньої лінії. Рівняння нормалі має наступний вид:

$$y = \frac{-1}{\varphi'(x_0)} \cdot (x - x_0) + y_0$$

Значення координати y_0 отримують з рівняння 2.

Для автоматичного обчислення точок профілю розроблено програму у додатку Mathcad. Розрахований профіль турбіни по середньому радіусу представлений на рисунку 8.

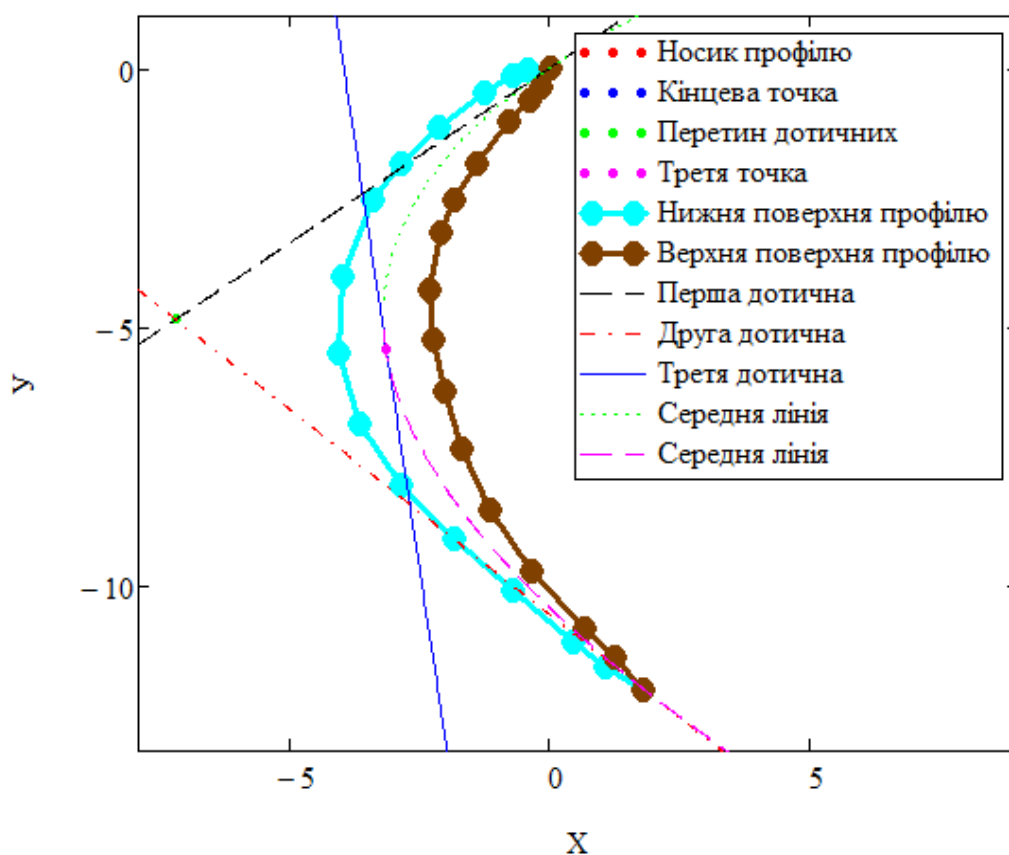


Рисунок 8. Профіль турбіни по середньому радіусу

Далі було виконано розрахунки профілю лопаток турбіни на зовнішньому та втулковому радіусі. За результатами обчислень побудована 3D модель лопатки турбіни, яка представлена на рисунку 9.

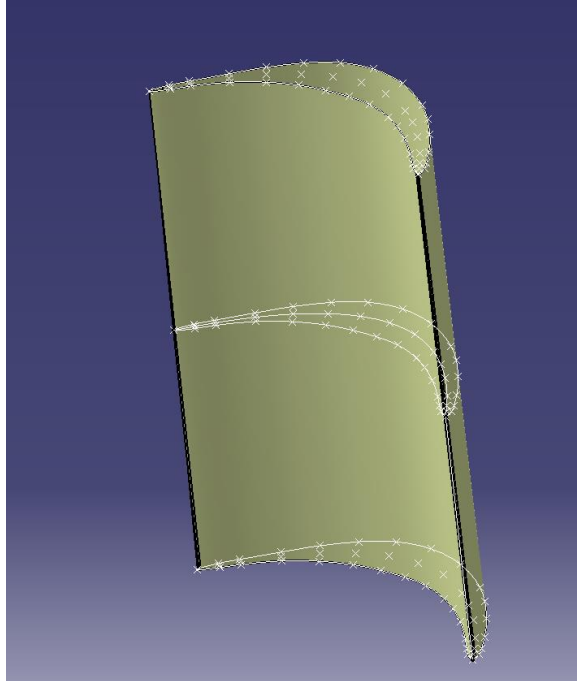


Рисунок 9. 3D модель лопатки першого ступеню турбіни.

Наступною задачею було моделювання течії в турбовентиляторній приставці з одним ступенем турбіни. Моделювання течії в турбовентиляторній приставці реалізовано в програмному додатку ANSYS CFX, оскільки цей продукт є одним із світових лідерів для моделювання агрегатів турбореактивних двигунів.

За результатами попередніх етапів визначено геометричні розміри турбовентиляторної приставки на основі лопатки вентилятора прототипу двигуна, а також першого ступеню лопаток турбіни. Останні ступені не моделюються.

При побудові моделі прийняті наступні припущення:

- моделюється тільки один ступінь турбіни;
- турбовентиляторна приставка моделюється сектором, який включає тільки одну лопать (кут сектору становить $10,9^\circ$);

- турбіна моделюється одним сектором, який включає три лопатки (кут сектору $2,11^\circ$);
- лопатки турбіни без системи охолодження;
- відпрацьовані гази в турбіні розглядаються як повітря;
- променевий теплообмін не розглядається;
- спрямний апарат за турбовентиляторною приставкою не моделюється.

Тривимірна модель була розроблена у модулі геометрії. Канал 2-го контуру моделюється прямими ділянками круглого перетину без профілювання. Вхідний пристрій до 2-го контуру не моделюється. Сектор турбіни і вентилятора турбовентиляторної приставки з'єднані через металеву обичайку для моделювання теплообміну від турбіни до лопатки вентилятора турбовентиляторної приставки. Для визначення впливу теплового потоку від гарячих газів першого контуру на характеристики потоку через другий контур турбовентиляторної приставки перед та за турбіною додатково моделюються ділянки гарячих потоків повітря довжиною 1 м. Сопловий апарат турбіни не моделюється, напрямок потоку задається вектором швидкості. Загальний вигляд моделі представлений на рисунку 10.

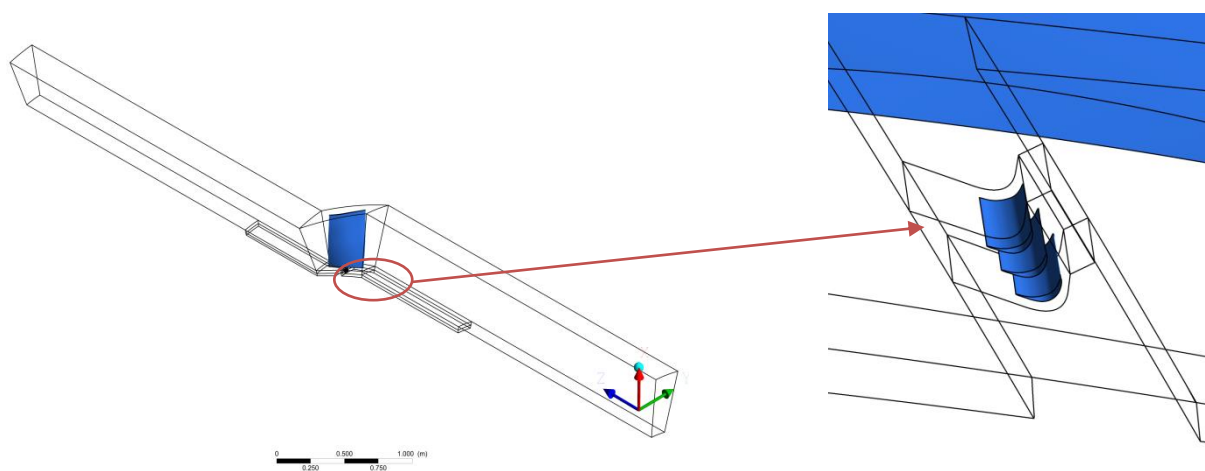


Рисунок 10. Загальний вигляд розрахункової моделі.

За тривимірною твердотільною моделлю турбовентиляторної приставки було побудовано сіткову модель. Модель складається з 11 розрахункових

областей. Кожна область розбита гексаедричною структурованою сіткою. Для моделювання примежового шару початкова висота розрахункової комірки біля стінок становила 10^{-3} мм. Лопатка вентиляторного контуру турбовентиляторної приставки вздовж хорди розбита на 100 комірок, лопатки турбіни турбовентиляторної приставки – 90 комірок. Побудована сітка для лопаток вентилятора та лопаток турбіни турбовентиляторної приставки представлена на рисунку 11.

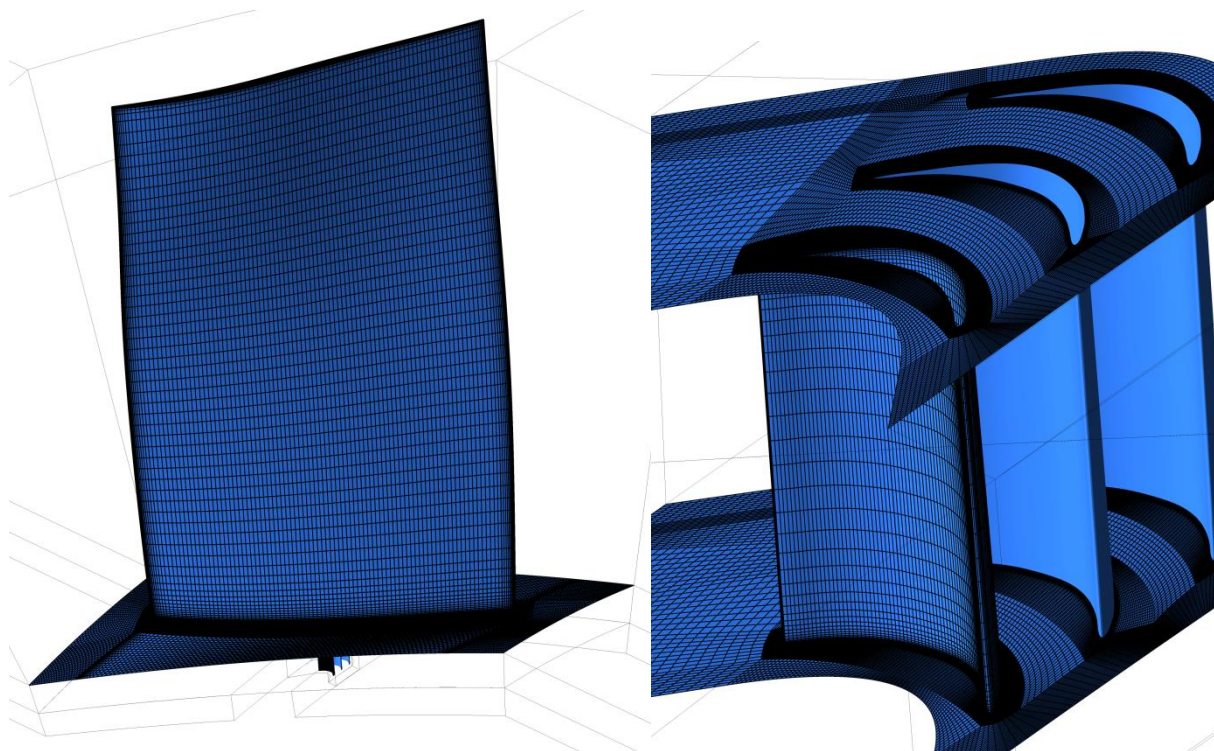


Рисунок 11. Розрахункова сітка лопаток вентилятора та лопаток турбіни турбовентиляторної приставки.

Для моделювання турбулентності використано модель SST GTT. Для моделювання теплових процесів обрано модель Thermal Energy.

Області Compressor air, Turbine air, Compressor wall та Compressor blade задані як такі, що обертаються з кутовою швидкістю 2980 об/хв. Області, що обертаються, пов'язані зі статичними областями інтерфейсами за допомогою моделі Frozen Rotor. Для бокових поверхонь, які обмежують області, що є секторами, задані інтерфейси, для яких обрано властивості Rotational Periodicity. Загальний вигляд розрахункової моделі представлено на рис. 12.

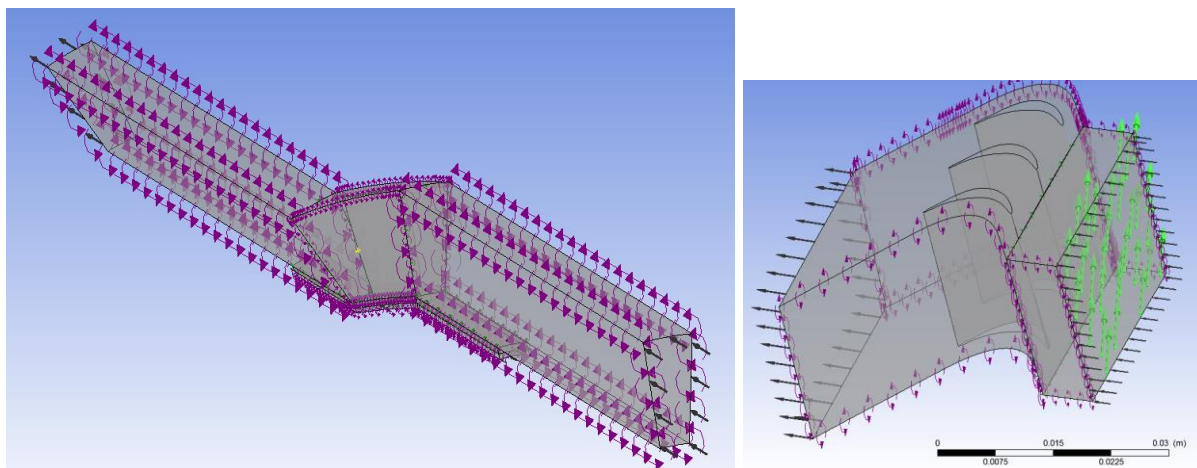


Рисунок 12. Розрахункова модель.

В якості граничних умов задано наступні параметри:

- Область Air in, гранична умова (далі ГУ) Inlet – тип вхід, повний тиск 1.15362 кгс/см², повна температура 297,22 К;
- Область Air out, ГУ Outlet – тип вихід, витрата повітря 18,734 кг/с;
- Область Turbine inlet, ГУ Turbine Inlet - тип вхід, повний тиск 19.3436 атм, повна температура 1500К, напрямок потоку Cylindrical Components, осьова компонента – 0,342, радіальна – 0, тангенціальна – 0,94;
- Область Turbine air, ГУ Turbine outlet – тип вихід, витрата повітря 0.357 кг/с;
- Область Hot air in, ГУ Hot air Inlet – тип вхід, повний тиск 19,3436 атм, повна температура 1500 К; ГУ Hot air Outlet – тип вихід, витрата повітря 1,428 кг/с;
- Область Hot air out, ГУ Hot air Inlet – тип вхід, повний тиск 15.156 атм, повна температура 1400 К; ГУ Hot air Outlet – тип вихід, витрата повітря 1,428 кг/с;

Усі інші граничні умови, окрім інтерфейсів, задавалися як стінка.

Параметри розрахунку наступні: автоматичний контроль кроку за часом, початкова довжина 0,001 м, максимальний крок за часом 0,1 с.

Під час розрахунку відстежувалися параметри обертового моменту вентилятора та для турбіни турбовентиляторної приставки, які визначались за формулами:

$$T_{\Pi} = 33 \cdot T_{\Pi 1л} ; \quad T_T = 510 \cdot 3 \cdot T_{T1л},$$

Де $T_{\Pi 1л}$, T_{Π} - обертові моменти однієї лопаті вентилятора та лопаткового вінця вентилятора відповідно; $T_{T1л}$, T_T - обертові моменти однієї лопатки та усієї турбіни відповідно.

Графіки зміни параметрів під час розрахунку представлені на рис. 13.

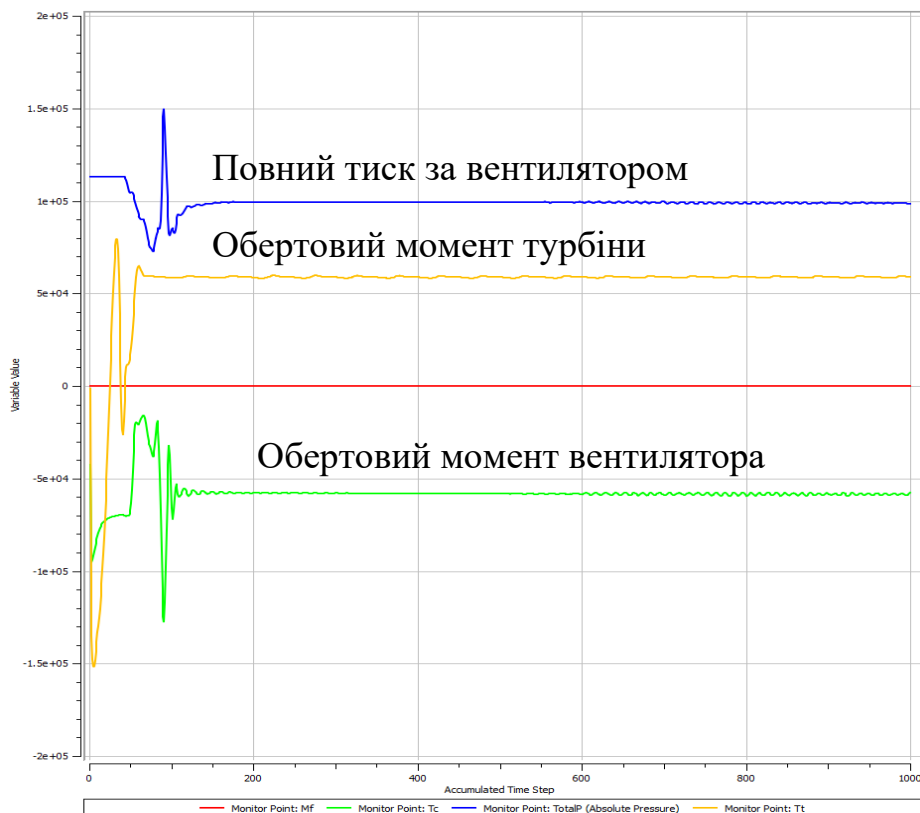


Рисунок 13. Зміна параметрів під час розрахунку.

Результати розрахунків у вигляді візуалізації обтікання турбовентиляторної приставки представлені на рисунках 3.14-3.15.

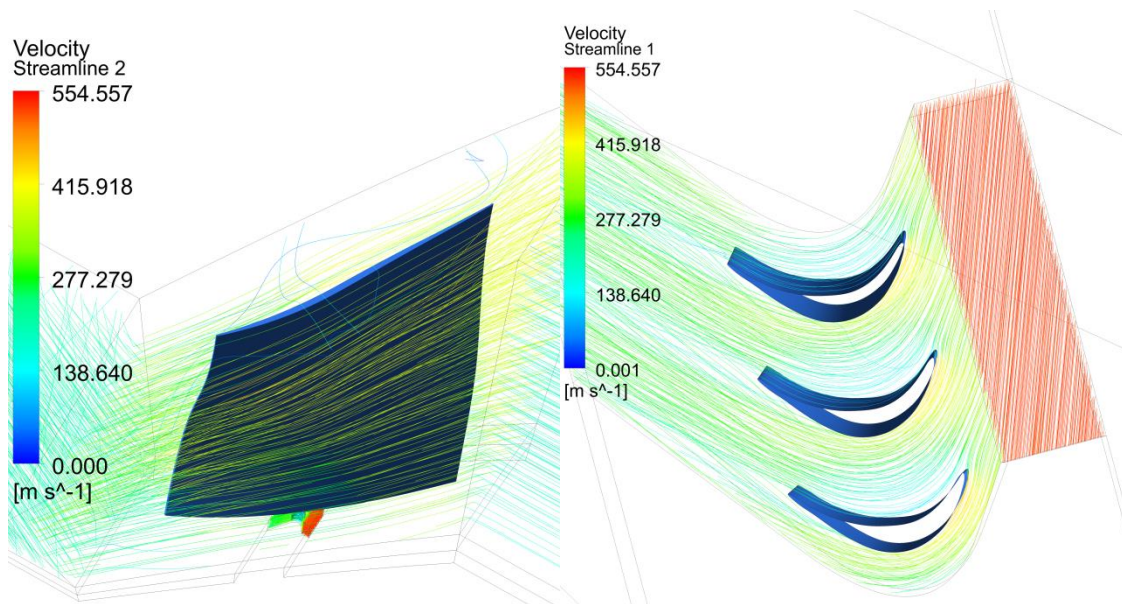


Рисунок 14. Розподіл ліній току в міжлопаткових каналах РК вентилятора та РК турбіни турбовентиляторної приставки

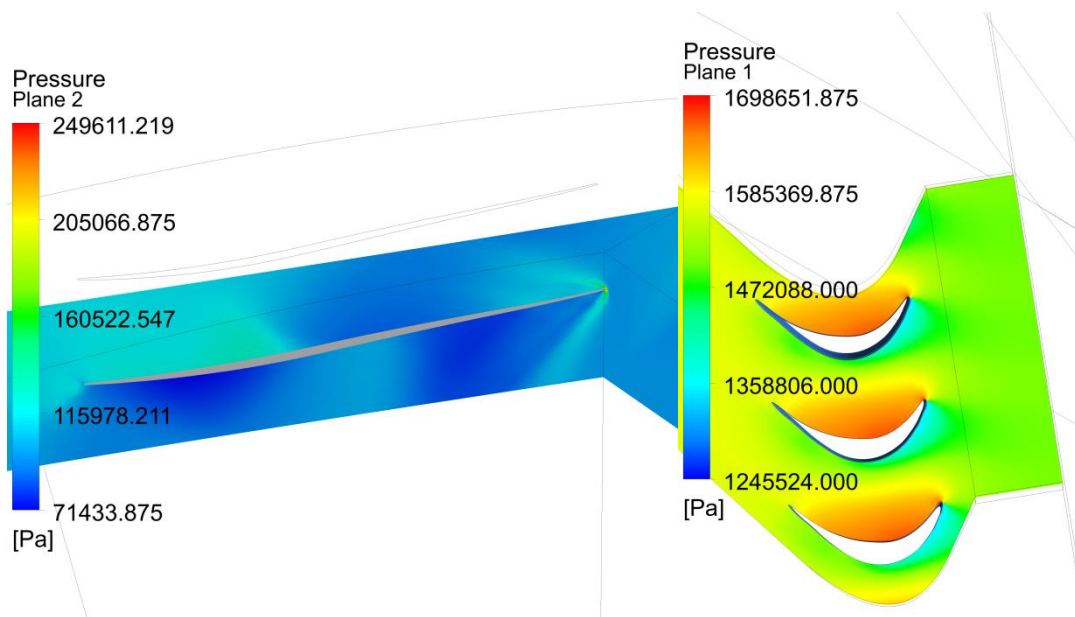


Рисунок 15. Розподіл тиску у верхньому перетині лопатки вентилятора та середньому перетині лопатки турбіни

Під час розрахунку для забезпечення рівності обертових моментів вентилятора та турбіни витрату повітря через сектор лопатки вентилятора було встановлено рівною 18,734 кг/с, що більше витрати повітря, яку було визначено з теоретичних розрахунків (становить 15,334 кг/с). Проте, якщо для бокових поверхонь в області Air out замість інтерфейсу періодичності вказати граничну

умову стінки (імітація спрямного апарату), обертові моменти приставки та турбіни співпадають і при теоретично визначеному значенні витрати 15,334 кг/с. Завищене значення витрати повітря у першому випадку обумовлене спрощеним завданням геометрії проточної частини другого контуру та відсутністю втрат енергії у спрямному апараті.

Додатково виконані розрахунки для визначення впливу теплового потоку від першого контуру на потік у другому контурі, для чого в граничних умовах областей Hot air in та Hot air out задавалась температура потоку 20 °С. Результати розрахунку представлені на рисунку 16.

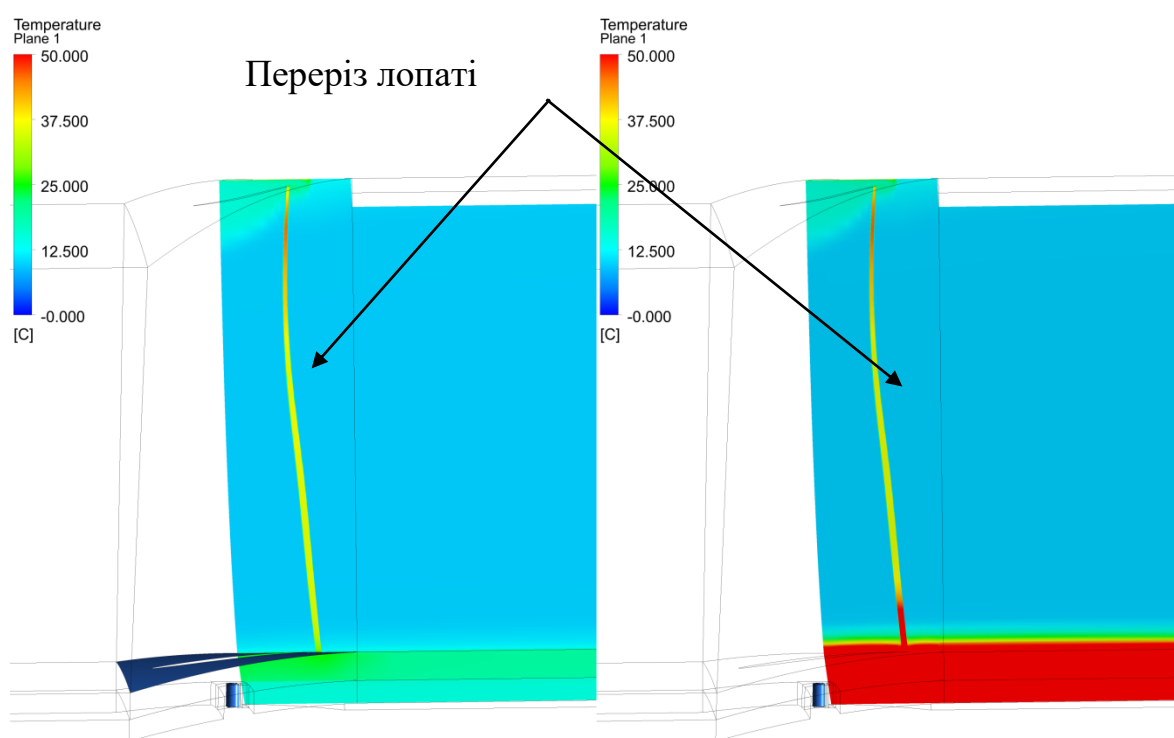


Рисунок 16. Розподіл температури при різних інтенсивностях теплообміну між 1-м та 2-м контурами

Аналіз результатів розподілу температури при різних інтенсивностях теплообміну між першим та другим контуром турбовентиляторної приставки показує, що тепловий потік гарячих газів турбінного контуру буде впливати на температуру потоку втулковій зоні вентиляторного контуру. Одним із наступних завдань є дослідження впливу потоку гарячих газів турбінного

контур на зміну характеристики вентиляторного контуру турбовентиляторної приставки двоконтурного двигуна.

Отже, розроблено термогазодинамічну модель турбінної і вентиляторної частини турбовентиляторної приставки газотурбінного двигуна, особливістю якої є висока температура перед турбіною – 1500K.

Розроблено геометричну модель турбовентиляторної приставки на основі результатів теоретичної термогазодинамічної моделі турбовентиляторної приставки. Турбовентиляторна приставка складається із одного ступеня вентилятора і 3 ступенів турбіни.

Представлено результати моделювання течії в турбовентиляторній приставці та оцінено вплив теплового потоку від турбінного контуру на вентиляторний контур турбовентиляторної приставки.