

УДК 621.452.3.037-717:532.5.011.1

doi: 10.32620/aktt.2019.4.06

Д. В. КОНОВАЛОВ, Г. О. КОБАЛАВА

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ МАЛОВИТРАТНОГО АЕРОТЕРМОПРЕСОРА ДЛЯ ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Використання проміжного охолодження циклового повітря, в процесі стиснення в компресорі, сприятливо позначається на ресурсі газотурбінної установки (ГТУ) та на підвищенні її потужності, без зниження ресурсу роботи. В роботі проведено аналіз перспективного способу охолодження циклового повітря ГТУ, а саме контактного охолодження із застосуванням аеротермопресора, який представляє собою двофазовий струминний апарат, в якому за рахунок відведення теплоти від повітряного потоку відбувається підвищення тиску повітря та його охолодження. Основною проблемою при розробці аеротермопресора є визначення геометричних характеристик проточної частини апарата та системи упорскування рідини, які б дозволили забезпечити ефективне його застосування, з точки зору підвищення тиску і розпилення рідини. Для визначення основних характеристик аеротермопресора системи охолодження циклового повітря ГТУ було проведено аналіз роботи моделей апарата за допомогою комп'ютерного CFD-моделювання в програмному комплексі ANSYS Fluent. Була визначена методика розрахунку, обрана модель турбулентності, проведено розрахунок з урахуванням збіжності результатів та здійснена обробка та візуалізація вихідних даних в постпроцесорі, у вигляді графіків та полів. На основі цього було розроблено конструкцію аеротермопресора для ГТУ марки WR-21 фірми Rolls Royce. На першому етапі дослідження було проведено моделювання «сухого» аеротермопресора (без упорскування води в камеру випаровування). Було встановлено, що зниження тиску повітряного потоку внаслідок втрат на тертя складає близько 5 %. На другому етапі дослідження було проведено моделювання аеротермопресора з упорскуванням води в проточну частину (на вході в камеру випаровування). В результаті термогазодинамічної компресії підвищення повного тиску циклового повітря на виході з аеротермопресора склало 3,1 %, а температура охолоджуваного повітря знизилась на 280 К. Для забезпечення ефективного стиснення повітря в компресорі ГТУ було розглянуто неповне випаровування води в аеротермопресорі, що дало можливість отримати більш дрібнодисперсний потік на виході з дифузора, при цьому середній діаметр краплі води зменшився до 2,5 мкм.

Ключові слова: компресор; аеротермопресор; циклове повітря; CFD-моделювання.

Вступ

Існує декілька напрямків розвитку енергозберігаючих технологій, які забезпечують утилізацію низькопотенційної теплоти вторинних енергетичних ресурсів та сприяють підвищенню ефективності газотурбінних установок. Складні газотурбінні схеми, з охолодженням циклового повітря, використовують головним чином для наближення процесу стиснення робочого тіла в компресорах ГТУ до ізотермічного, що призводить до збільшення термічного КПД циклу [1].

На сьогоднішній день найбільш перспективним є контактне охолодження циклового повітря, для здійснення якого можна використовувати двофазовий струминний пристрій – аеротермопресор. Цей апарат забезпечує ефективне випарне охолодження повітря ГТУ без втрат повного тиску. А при раціональній організації робочих процесів та відповідній

розробці конструкції проточної частини аеротермопресора, зростає імовірність підвищення тиску повітря на виході з апарату на 5–30% [2-5].

1. Аналіз проблеми і постановка мети

Одним з перспективних способів підвищення ефективності ГТУ є застосування проміжного охолодження повітря в процесі стиснення в компресорі, тобто підвищення ефективності роботи компресора шляхом ізотермування процесу стиснення повітря (наближення кінцевої температури стиснення до початкової) [1]. Звідси, без втрати потужності знижується температура газів на вході в турбіну, що сприятливо позначається на ресурсі ГТУ або з'являється можливість підвищити потужність ГТУ без зниження ресурсу її роботи.

Подача води в канал компресора ГТУ є одним з ефективних способів підвищення потужності і ефек-

тивності ГТУ [6]. Вода під високим тиском упорскується в ненасичений потік повітря, в якому вона випаровується, через різницю парціальних тисків водяної пари на поверхні крапель води і в потоці повітря, відбувається відведення теплоти від циклового повітря. Упорскування води виконує дві функції: відводить теплоту від повітряного потоку і повертає його в цикл ГТУ. Цей метод часто використовується і давно застосовується в широкому спектрі ГТУ.

Перспективним методом розпилення рідини є використання термогазодинамічного стиснення, яке дозволяє об'єднати два фізичних процеси, таких як контактне охолодження повітря і підвищення тиску [2]. Для реалізації цих функцій застосовують такий контактний теплообмінний апарат, як аеротермопресор [7]. Слід зазначити, що використання термогазодинамічного стиснення, як засобу ефективного розпилення води і збільшення масової витрати робочого потоку в газотурбінних установках, є одним з актуальних напрямків у підвищенні ефективності енергетичних установок на базі газотурбінних двигунів (ГТД) та двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Відмінність запропонованої технології є в тому, що вона забезпечує, завдяки інтенсивним процесам тепломасопереносу і високій швидкості повітря в повітроохолоджувачі, ефективно тонке розпилення рідини. Таким чином при упорскуванні більшої кількості рідини, ніж необхідно для повного випаровування, відбувається більш ефективно довиварування залишившихся крапель в потоці повітря при стисканні в компресорі високого тиску ГТД і, відповідно, створюються необхідні умови для процесу ізоермічного стиснення [2].

Використання аеротермопресора для охолодження циклового повітря має ряд переваг, а саме:

1) для прискорення повітряного потоку до близько звукової швидкості і випаровування води при мінімальному аеродинамічному опорі використовується тепловий потенціал циклового повітря енергетичної установки;

2) висока швидкість потоку забезпечує більш ефективно розпилення рідини, ніж в традиційних контактних способах охолодження циклового повітря;

3) підвищення тиску повітря в аеротермопресорі дозволяє компенсувати аеродинамічні втрати по тракту ГТУ і зменшити роботу на стиснення в ступенях компресора;

4) при контактному охолодженні збільшується витрата робочого тіла, і як наслідок, збільшується потужність ГТУ;

5) аеротермопресор – більш компактний та конструктивно і технологічно простий в порівнянні

із традиційними поверхневими повітроохолоджувачами.

Основною проблемою при розробці аеротермопресора є визначення геометричних характеристик проточної частини апарата та системи упорскування рідини, які б дозволили забезпечити ефективно його застосування, з точки зору підвищення тиску і розпилення рідини. Зважаючи на це, доречним є проведення чисельного моделювання роботи аеротермопресора для визначення його основних характеристик при застосуванні на конкретних ГТУ.

Мета дослідження – проведення чисельного моделювання із визначенням основних характеристик аеротермопресора системи охолодження циклового повітря ГТУ.

2. Методологія дослідження

Для визначення основних характеристик аеротермопресора системи охолодження циклового повітря ГТУ було проведено аналіз ряду типових моделей за допомогою комп'ютерного CFD-моделювання в програмному комплексі ANSYS Fluent. На основі цього було розроблено конструкцію аеротермопресора для ГТУ марки WR-21 фірми Rolls Royce. Аеротермопресор встановлено між ступенями компресора ГТУ.

Конструкцію аеротермопресора розроблено для дослідження робочих процесів при виникненні термогазодинамічної компресії з метою визначення оптимальних геометричних і режимних параметрів. В якості робочого тіла розглядається вологе повітря з початковими параметрами тиску, температури і відносної вологості повітря, що відповідають параметрам циклового повітря ГТУ після першого ступеня компресора (табл. 1).

Таблиця 1
Технічні характеристики роботи моделі аеротермопресора для ГТУ марки WR-21 фірми Rolls Royce

Параметр	Значення
Тиск повітря на вході $P_{atm1} \cdot 10^3$, Па	301,3
Температура повітря на вході T_{atm1} , К	650
Відносна вологість повітря на вході φ_{atm1} , %	30
Швидкість повітря на вході в камеру змішування М	0,5-0,55
Відносна швидкість рідини, що упорскується (w_w/w_{air1})	0,55
Температура води, що упорскується T_{w1} , К	300
Масова витрата повітря G_{air} , кг/с	1,56
Відносна масова витрата води, що упорскується g_w , %	5–15

Тривимірна твердотільна моделі аеротермопресора наведена на рис. 2. Геометричні характеристики аеротермопресора наведені в табл. 2.

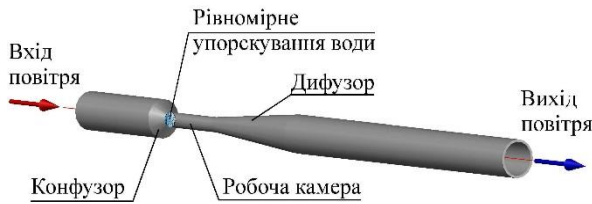


Рис. 1. Тривимірна твердотільна модель аеротермопресора

Таблиця 2

Основні геометричні характеристики проточної частини досліджуваної моделі аеротермопресора

Параметр	Значення
Довжина аеротермопресора $L_{атп}$, мм (L/D) = 5	1324
Конфузор (сопло)	
Вхідний діаметр D_{c1} , мм	188
Вихідний діаметр D_{c2} , мм	68
Кут конфузора α , °	35
Довжина L_c , мм	104
Дифузор	
Вхідний діаметр D_{d1} , мм	68
Вихідний діаметр D_{d2} , мм	190
Кут конусності для дифузора β , °	5
Довжина L_d , мм (при $\beta = 6^\circ$)	880
Камера змішування (робоча камера) при $(L/D) = 5$	
Діаметр D_{ch} , мм	68
Довжина L_{ch} , мм	340

Для проведення чисельного моделювання процесу перебігу повітряного потоку в аеротермопресорі методом кінцевих об'ємів [8 - 10] в програмному комплексі ANSYS Fluent (CFD-моделювання) була визначена методика розрахунку, яка базується на вирішувачі Pressure-Based, обрана модель турбулентності, проведено розрахунок з урахуванням збіжності результатів та здійснена обробка та візуалізація вихідних даних в постпроцесорі, у вигляді графіків та полів.

При дослідженні поведінки потоку повітря використовувалася двопараметрична модель турбулентності k-ε Realizable з групи моделей, в яких осереднене за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS). Дана модель рекомендована для вісьосиметричних потоків в струминних апаратах і дозволяє прогнозувати поведінку швидкості поширення потоку [11].

Робочі параметри компресорів ГТУ розраховувалися за відомими методиками [1] з урахуванням особливостей стиснення вологого повітря.

Вихідними параметрами при чисельному комп'ютерному моделюванні є основні параметри

двофазного потоку (повітря-вода) на виході з аеротермопресора (на вході в наступну ступінь компресора ГТУ): повний тиск повітря $P_{атп}$, статичний тиск повітря $P_{атп,ст}$, швидкість повітря w_{air} і води w_w , температура $T_{атп}$, діаметр краплі води у потоці повітря δ , густина повітря $\rho_{атп}$, масова концентрація води m_{H_2O} .

3. Результати дослідження

Оскільки витрата циклового повітря ГТУ марки WR-21 достатньо висока і складає близько 50 кг/с, то довжина аеротермопресора при цьому перевищить 10 м, що унеможлиблює конструктивну розробку моделі аеротермопресора. Тому доцільно використовувати декілька апаратів, розташованих по колу. Наприклад, пропонується застосовувати 30 аеротермопресорів із діаметром камери випаровування $D_{ch} = 68$ мм і витратою повітря через нього $G_{air} = 1,56$ кг/с. Застосування такого маловитратного аеротермопресора дозволить забезпечити його довжину до 1,5 м, що дає змогу конструктивно встановити його на ГТУ.

При моделюванні аеротермопресора особливу увагу слід приділити системі упрорскування, оскільки середній діаметр крапель води на виході з форсунок і їх розподіл по перетину проточної частини визначає, в кінцевому результаті, довжину ділянки випаровування, а звідси втрати на тертя і, як наслідок, повне підвищення тиску в результаті термогазодинамічної компресії. Для застосування у складі аеротермопресора при моделюванні використано форсунок тонкого розпилення типу ФМТ-120. Для такого типу форсунок дисперсність води, що розпилюється складає при тиску вище 3,5 МПа – $\delta = 10-15$ мкм. Розпилення води здійснювалося в перерізі початку камери випаровування.

Для забезпечення максимального підвищення тиску в результаті термогазодинамічної компресії, упрорскування води здійснювалося із збитком [2]. При цьому на вході в дифузор (вихід з камери випаровування) кількість рідини була не менше 15% від загальної витрати води.

На першому етапі дослідження було проведено моделювання «сухого» аеротермопресора (без упрорскування води в камеру випаровування). Було встановлено, що зниження тиску повітряного потоку (рис. 2, а, б) внаслідок втрат на тертя складає $\Delta P_{сух} = 15$ кПа (5%). Швидкість повітря $w_{сух}$ (рис. 2, в) на вході в камеру випаровування складає 280 м/с (0,55 М). Кут конусності дифузора забезпечує відсутність відриву потоку і наявності оборотних потоків біля стінок дифузора, що зменшує місцеві втрати тиску в дифузорі (рис. 2, г).

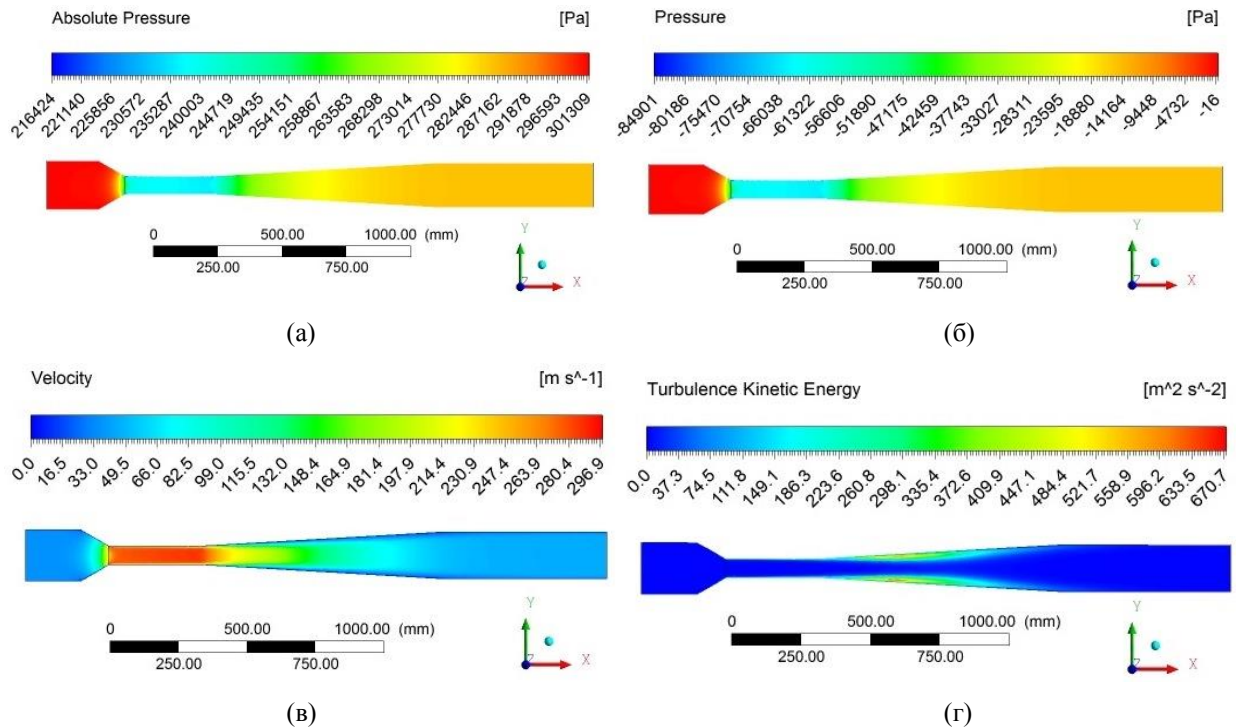


Рис. 2. Розподіл полів повного тиску $P_{\text{сyx}}$ (а), різниці статичного тиску $\Delta P_{\text{ст.сyx}}$ (б), швидкості потоку $w_{\text{сyx}}$ (в) та турбулентної кінетичної енергії (г) в проточній частині "сухого" аеротермопресора (без упорскування води)

На другому етапі дослідження було проведено моделювання аеротермопресора з упорскуванням води в проточну частину (на вході в камеру випаровування).

Підвищення повного тиску в результаті термогазодинамічної компресії (рис. 3, а, б) складає $\Delta P_{\text{атп}} = 4,5$ кПа (3,1%) відносно тиску на вході. При цьому слід відмітити, що швидкість (рис. 3, в) в камері випаровування спочатку збільшується і складає $w_{\text{атп}} = 285$ м/с (0,56 М), що пояснюється збільшенням масової витрати робочого тіла при незмінному діаметрі перетину, а потім зменшуються приблизно на 4–6% в наслідок росту густини при випаровуванні крапель рідини і охолодженні потоку. Також відсутні відрив потоку і наявність оборотних токів біля стінок дифузора, що позитивно позначається на зменшенні місцевих втрат тиску в дифузорі (рис. 3, г).

Охолодження циклового повітря в аеротермопресорі складає $\Delta T_{\text{атп}} = 280$ К (рис. 3, д), тобто від початкової температури $T_{\text{атп1}} = 650$ К (377 °С) до температури на виході $T_{\text{атп2}} = 370$ К (97 °С). Підвищення тиску в результаті термогазодинамічної компресії обумовлено також збільшенням густини потоку $\rho_{\text{атп}}$ внаслідок випаровування рідини з $1,6$ кг/м³ до $2,5$ кг/м³ (рис. 3, е).

Масова концентрація води, що не випарувалась на виході з аеротермопресора (вихід з дифузора) складає $m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$ кг/м³ (рис. 3, є), при цьому пи-

тома масова кількість води (рис. 3, ж), що випарувалась $\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 0,085$ (8,5% від загальної витрати робочого тіла). Надлишок води повинен випаровуватися вже в проточній частині компресора ГТУ. Ця кількість складає майже $\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 0,02$ (2%), що в перерахунку на абсолютну масову витрату води складає $G_w = 0,031$ кг/с для одного аеротермопресора, а для всього комплексу аеротермопресорів системи охолодження складає до $G_{w,\text{ГТУ}} = 0,93$ кг/с.

Дисперсність крапель води на вході в камеру випаровування складала відповідно до характеристик форсунки $\delta_1 = 10$ мкм. В результаті контактного випаровування, діаметр крапель зменшувався і на виході з дифузора аеротермопресора для рідини, що не випарувалась, дисперсність складала в середньому $\delta_2 = 2,5$ мкм (рис. 4, 5). При цьому концентрація крапель води (дисперсний двофазний потік) на виході спостерігається ближче до вісі дифузора і має діаметр близько 50 мм.

Порівняння зміни тиску $P_{\text{атп}}$ по довжині проточної частини аеротермопресора з та без упорскування (рис. 5) показує, що тиск в камері випаровування внаслідок втрат зменшується з 240 кПа до 235 кПа, тобто втрати тиску складають $\Delta P_{\text{тер1}} = 5$ кПа (1,7%). Однак, наявність термогазодинамічної компресії підвищує тиск і компенсує ці втрати. При цьому повний тиск в камері випаровування збільшується на $\Delta P_{\text{атп1}} = 15$ кПа (5%).

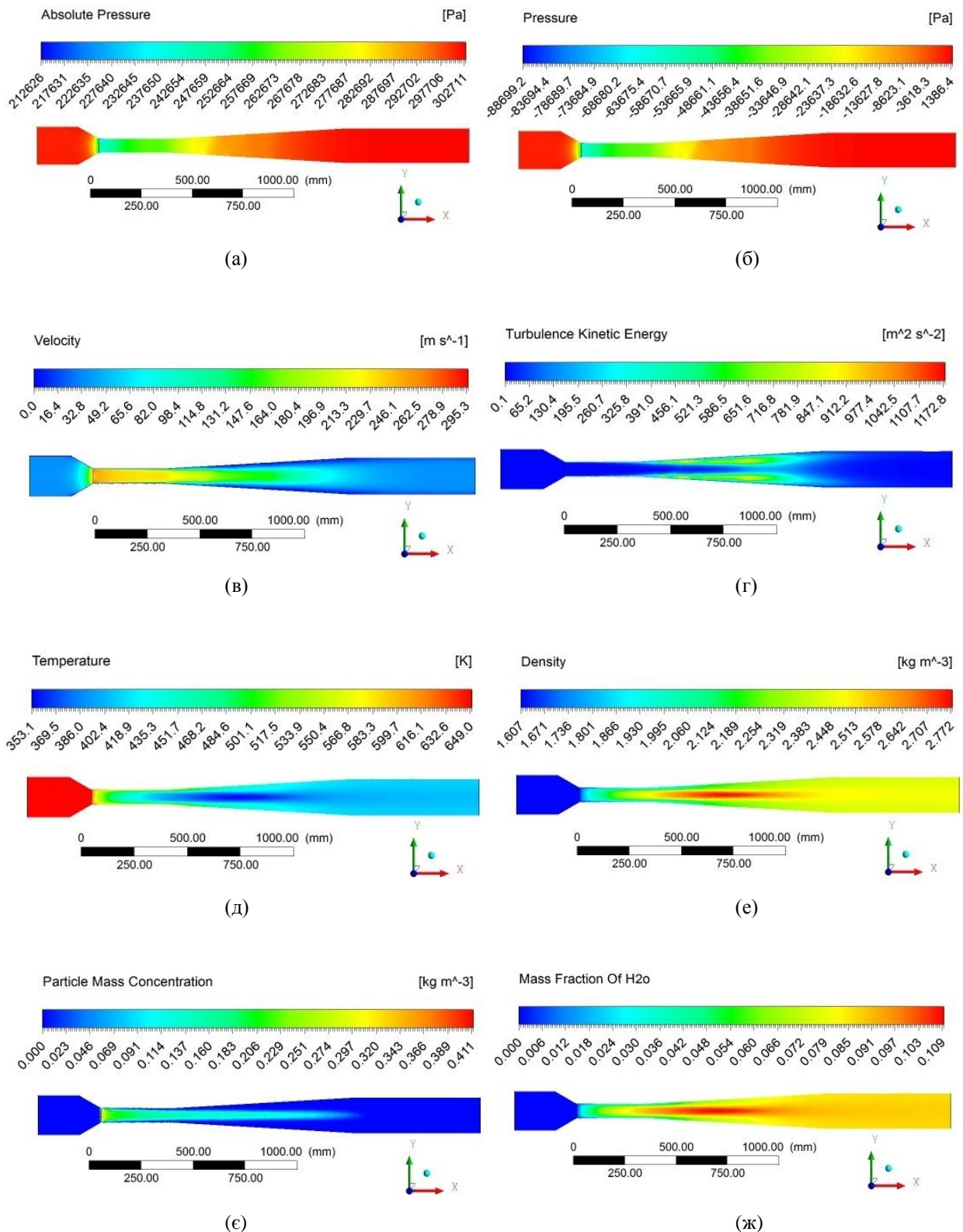


Рис. 3. Розподіл полів повного тиску $P_{атп}$ (а), різниці статичного тиску $\Delta P_{атп.ст}$ (б), швидкості потоку $w_{атп}$ (в), турбулентної кінетичної енергії (г), температури потоку $T_{атп}$ (д), густини потоку $\rho_{атп}$ (е), масової концентрації рідини m_{H_2O} (е) і питомої масової кількості води, що випаровувалася μ_{H_2O} (ж) в проточній частині аеротермопресора.

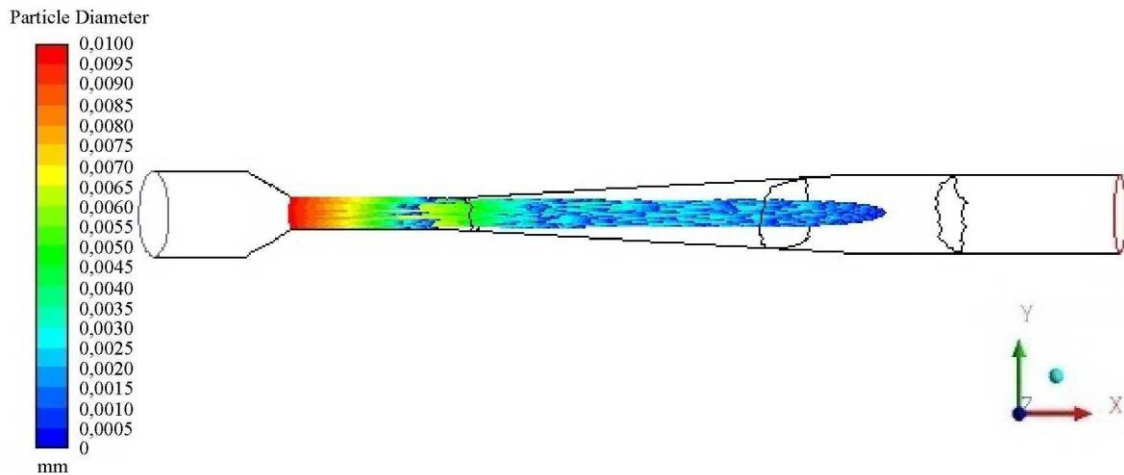


Рис. 4. Розподіл дисперсності δ розпиленої води в проточній частині аеротермопресора

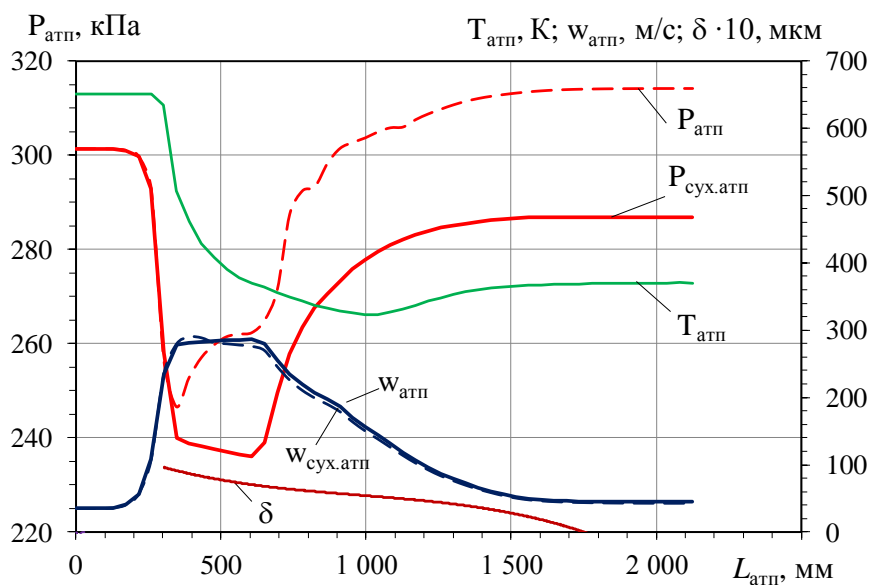


Рис. 5. Залежності основних характеристик потоку: повного тиску $P_{атп}$, швидкості $w_{атп}$, температури $T_{атп}$ і середнього діаметру крапель упорснutoї води δ по довжині проточної частини аеротермопресора $L_{атп}$:
 ————— для «сухого» аеротермопресора;
 ————— для аеротермопресора з упорскуванням рідини в камеру випаровування

В дифузорі відбувається зменшення швидкості потоку до 30–40 м/с із одночасним підвищенням тиску. За відсутності дисперсного потоку в дифузорі («сухий» аеротермопресор) підвищення тиску складає $\Delta P_{сух.атп2} = 50$ кПа (16,6%), а при наявності дисперсного потоку – $\Delta P_{атп2} = 54,5$ кПа (18,1%). Підвищення тиску в проточній частині аеротермопресора з упорскуванням рідини у порівнянні із «сухим» аеротермопресором складає $\Delta P_{сух.атп} = 20,5$ кПа (6,8%). Таким чином, загальне підвищення тиску (в порівнянні до початкового тиску на вході) в аеротермопресорі складає $\Delta P_{атп} = 9,5$ кПа (3,1%), що дає змогу говорити про доцільність застосування такого способу контактного охолодження циклового повітря між ступенями компресорів ГТУ.

Висновки

1. Проведено комп'ютерне чисельне моделювання аеротермопресора для проміжного охолодження циклового повітря ГТУ марки WR-21 фірми Rolls Royce, визначені його основні робочі характеристики.

2. Результати моделювання роботи аеротермопресора показали, що підвищення повного тиску циклового повітря між ступенями компресора складає $\Delta P_{атп} = 4,5$ кПа (3,1%) при охолодженні потоку на $\Delta T_{атп} = 280$ К.

3. Для забезпечення ефективного стиснення повітря в компресорі ГТУ розглянуто неповне випаровування води в аеротермопресорі, що дає можли-

вість отримати дисперсність потоку на виході з дифузора $\delta_2 = 2,5$ мкм при відносній кількості води 2% (0,93 кг/с).

Література

1. Романовський, Г. Ф. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів [Текст] / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващиленко, С.І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
2. Коновалов, Д. В. Проміжне охолодження циклового повітря в газотурбінних установках аеротермопресорами [Текст] / Д. В. Коновалов, Г. О. Кобалава // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2018. – № 1(145). – С. 29-36.
3. Степанов, И. Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И. Р. Степанов, В. И. Чудинов. – Ленинград: Наука. Ленингр. отделение, 1977. – 199 с.
4. Алексеев, А. В. Повышение эффективности газотурбинных установок путём контактного охлаждения уходящих газов в аэротермопресоре [Текст] / А. В. Алексеев, М. А. Кондак. // *Энергетика и электротехническая промышленность*. – 1961. – №2. – С. 32-38.
5. Коновалов, Д. В. Застосування контактного охолодження повітря аеротермопресором в циклі газотурбінної установки [Текст] / Д. В. Коновалов, Г. О. Кобалава. // *Холодильна техніка та технологія*. – 2018. – № 54 (5). – С. 62-67.
6. Jonsson, M. Humidified gas turbines – a review of proposed and implemented cycles [Text] / M. Jonsson, J. Yan. // *Energy*. – 2005. – №30. – P. 1013-1078.
7. Fowle A. A. An experimental investigation of an aerothermopressor having a gas flow capacity of 25 pounds per second [Text] / A. A. Fowle. // *Cambridge: Massachusetts Institute of Technology*, 1972. – 157 p.
8. ANSYS Fluent Tutorial Guide Release 17.0. Canonsburg: ANSYS, Inc., – 2016. – 1216 p.
9. Nijdam, J. J. Lagrangian and Eulerian Models for Simulating Turbulent Dispersion and Coalescence of Droplets within a Spray [Text] / J. J. Nijdam, D. Baoyu, D. F. Fletcher, T.A.G. Langrish. // *Applied Mathematical Modeling*. – 2006. – №30. – P. 1196-1211.
10. Montazeri, H. Evaporative Cooling by Water Spray Systems: CFD simulation, Experimental Validation and Sensitivity Analysis [Text] / H. Montazeri, B. Blocken, J.L.M. Hensen // *Building and Environment*. – 2015. – №83. – P. 129-141.
11. Коркодинов, Я. А. Обзор семейства k-ε моделей для моделирования турбулентности [Текст] / Я. А. Коркодинов. // *Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение*. – 2013. – № 15 (2). – С. 5-16.

Поступила в редакцию 15.04.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МАЛОРАСХОДНОГО АЭРОТЕРМОПРЕССОРА ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Д. В. Коновалов, Г. А. Кобалава

References

1. Romanovskyy, G. F., Vashhylenko, M. V., Serbin, S. I. *Teoretychni osnovy proektuvannia sudnovykh gazoturbinykh agregativ* [Theoretical bases of designing ship gas turbine plants]. Mykolayiv, UDMTU, 2003. 304 p.
2. Konovalov, D. V., Kobalava H. O. Проміжне охолодження циклового повітря в газотурбінних установках аеротермопресорами [Intercooling of Gas Turbine Plant Cyclic Air with an Aerothermopressor]. *Aerospace Technic and Technology*, 2018, no. 1 (145), pp. 29–36.
3. Stepanov, I. R., Chudinov, V. I. *Nekotorye zadachi dvizheniya gaza i zhidkosti v kanalah i truboprovodakh energoustanovok* [Some problems of the gas and liquid motion in the channels and pipelines of power plants]. Leningrad, The Science Publ., Leningrad department, 1977. 199 p.
4. Alekseev, A. V. Povyshenie effektivnosti gazoturbinykh ustanovok putyom kontaktnogo okhlazhdeniya ukhodyashhikh gazov v aerothermopressore [Increasing of the Gas Turbines Efficiency by Contact Cooling of Flue Gases in the Aerothermopressor]. *Energetika i elektrotekhnicheskaya promyshlennost'*, 1961, no. 2, pp. 32–38.
5. Konovalov, D. V., Kobalava H. O. Zastosuvannia kontaktnoho okholodzhennia povitria aerothermopressorom v tsykli hazoturbinoi ustanovky [Contact Air Cooling by Using the Aerothermopressor in the Gas Turbine Plant Cycle]. *Refrigeration Engineering and Technology*, 2018, no. 54 (5), pp. 62–67.
6. Jonsson, M., Yan, J. Humidified gas turbines – a review of proposed and implemented cycles. *Energy*, 2005, no. 30, pp. 1013–1078.
7. Fowle A. A. *An experimental investigation of an aerothermopressor having a gas flow capacity of 25 pounds per second*. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 1972. 157 p.
8. ANSYS Fluent Tutorial Guide Release 17.0. Canonsburg, ANSYS, Inc., 2016. 1216 p.
9. Nijdam, J. J., Baoyu, D., Fletcher, D. F., Langrish, T.A.G. Lagrangian and Eulerian Models for Simulating Turbulent Dispersion and Coalescence of Droplets within a Spray. *Applied Mathematical Modeling*, 2006, no. 30, pp. 1196–1211.
10. Montazeri, H., Blocken B., Hensen, J.L.M. Evaporative Cooling by Water Spray Systems: CFD simulation, Experimental Validation and Sensitivity Analysis. *Building and Environment*, 2015, no. 83, pp. 129–141.
11. Korkodinov, Y. A. Obzor semeystva k-ε modelей dlya modelirovaniya turbulentnosti [An Overview of the k-ε Family of Models for Modeling Turbulence]. *Vestnik PNIPU. Mashinostroenie, materialovedenie*, 2013, no. 15(2), pp. 5–16.

Использование промежуточного охлаждения циклового воздуха, в процессе сжатия в компрессоре, благоприятно сказывается на ресурсе газотурбинной установки (ГТУ) и на повышении ее мощности без снижения ресурса работы. В статье проведен анализ наиболее перспективного способа охлаждения циклового воздуха ГТУ, а именно контактного охлаждения с применением аэротермопрессора. Этот теплообменник представляет собой двухфазный струйный аппарат, в котором за счет отвода теплоты от воздушного потока происходит повышение давления воздуха и его охлаждения. Основной проблемой при разработке аэротермопрессора является определение геометрических характеристик проточной части аппарата и системы впрыска жидкости, позволяющих обеспечить эффективное его применение, с точки зрения повышения давления и распыления жидкости. Для определения основных характеристик аэротермопрессора системы охлаждения циклового воздуха ГТУ был проведен анализ работы моделей аппарата с помощью компьютерного CFD-моделирования в программном комплексе ANSYS Fluent. Была определена методика расчета, выбрана модель турбулентности, проведен расчет с учетом сходимости результатов и осуществлена обработка и визуализация выходных данных в постпроцессоре, в виде графиков и полей. На основе этого была разработана конструкция аэротермопрессора для ГТУ марки WR-21 фирмы Rolls Royce. На первом этапе исследования было проведено моделирование «сухого» аэротермопрессора (без впрыска воды в камеру испарения). Было установлено, что снижение давления воздушного потока вследствие потерь на трение составляет около 5%. На втором этапе исследования было проведено моделирование аэротермопрессора с впрыском воды в проточную часть (на входе в камеру испарения). В результате термогазодинамической компрессии, повышение полного давления воздуха на выходе из аэротермопрессора составило 3,1%, а температура охлаждаемого воздуха снизилась на 280 градусов. Для обеспечения эффективного сжатия воздуха в компрессоре ГТУ, было рассмотрено неполное испарение воды в аэротермопрессоре, что позволило получить более мелкодисперсный поток на выходе из диффузора, при этом средний диаметр капли воды уменьшился до 2,5 мкм.

Ключевые слова: компрессор; аэротермопрессор; цикловой воздух; CFD-моделирование.

NUMERICAL MODELING OF THE LOW-FLOW AEROTHERMOPRESSOR FLOW PART FOR THE GAS TURBINE CYCLIC AIR INTERCOOLING

D. Kononov, H. Kobalava

A cyclic air intercooling application in the compression process in the compressor has a positive effect on the resource of the gas turbine plant (GTP) and on increasing its capacity without reducing the service life. The most promising method of cooling the cyclic air of the GTP, namely contact cooling by using an aerothermopressor, was analyzed in the paper. This heat exchanger is a two-phase jet apparatus in which, due to the removal of heat from the airflow, the air pressure is increased and its cooling occurs. The main problem in the development of the aerothermopressor is to determine the geometric characteristics of the apparatus flow part and the fluid injection system, which allow its effective application for increasing pressure and fluid spraying fine. An analysis was made of the apparatus models operation by using CFD simulation in the ANSYS Fluent software package to determine the aerothermopressor main characteristics of the cyclic air cooling system of the GTP. The calculation method was determined, the turbulence model was selected, the calculation was carried out taking into account the convergence of the results, and the output data were processed and visualized in the CFD-Post in the form of graphs and fields. Based on this, the aerothermopressor design was developed for a WR-21 gas turbine produced by Rolls Royce. At the first stage of the study, a “dry” aerothermopressor was modeled (without water injection into the evaporation chamber). It was found that the decrease in airflow pressure due to friction losses was about 5%. At the second stage of the study, a simulation of the aerothermopressor with water injection into the flow part (at the inlet to the evaporation chamber) was carried out. As a result of thermogasdynamic compression, the increase in the total air pressure at the outlet of the aerothermopressor was 3.1%, and the temperature of the cooled air was decreased by 280 degrees. To ensure effective air compression in the gas turbine compressor, incomplete evaporation of water in the aerothermopressor was considered. It made it possible to obtain finer water spraying at the diffuser outlet, while the average diameter of the water droplet decreased to 2.5 μm .

Keywords: compressor; aerothermopressor; cyclic air; CFD simulation.

Конювалов Дмитро Вікторович – канд. техн. наук, зав. каф. теплотехніки, Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна.

Кобалава Галина Олександрівна – викл. каф. теплотехніки, Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна.

Kononov Dmytro – Ph.D., Head of the Heat Engineering Department, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson Branch, Kherson, Ukraine, e-mail: dimitriyko79@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0001-7127-0487, Scopus Author ID: 57209246625, <https://scholar.google.ru/citations?user=I5Of7GQAAAAJ&hl=uk>.

Halina Kobalava – Assistant of the Heat Engineering Department, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson Branch, Kherson, Ukraine, e-mail: g.lavamay@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0002-0634-5814, Researcher ID: Q-7206-2017, <https://scholar.google.com.ua/citations?user=8BZ2xvwAAAAJ&hl=uk>.