

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Чан Конг Шанг

УДК 621.438:621.45.038.3

**РОЗВИТОК МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМ ОХОЛОДЖУВАННЯ
РОТОРІВ ГАЗОВИХ ТУРБІН**

Спеціальність 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків–2010

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі турбінобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Науковий керівник – доктор технічних наук, старший науковий співробітник

Тарасов Олександр Іванович,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,

професор кафедри турбінобудування

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, доцент

Черноусенко Ольга Юріївна,

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних станцій

кандидат технічних наук, доцент

Костіков Андрій Олегович,

Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків,

старший науковий співробітник відділу моделювання і ідентифікації теплових процесів.

Захист відбудеться 21 жовтня 2010 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Автореферат розісланий «___» вересня 2010 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Споживання електричної енергії постійно зростає при обмеженій кількості органічного палива. Тому проблемі підвищення теплової економічності енергетичних установок завжди приділяється велика увага. Одним з головних способів підвищення теплової економічності газотурбінних установок та двигунів є застосування газу високої температури.

Температура газу перед турбіною вже зараз досягає величини більше ніж 1500 К, і в майбутньому може досягти теоретичної температури горіння палива. Досвід показує, що створення нових жароміцних сплавів не може повністю компенсувати бажане збільшення температури газу. Створення надійно працюючих конструкційних керамічних матеріалів є перспективним напрямом вирішення проблеми, але, незважаючи на майже десятиліття досліджень в цьому напрямі, проблема ще далека від розв'язання у зв'язку з недостатньою міцністю кераміки.

В найближчому майбутньому освоєння високих температур газу відбуватиметься головним чином за рахунок вдосконалення систем охолодження, зокрема, шляхом вдосконалення охолодження роторів турбін. Особливістю розрахунку гідравлічних схем охолодження роторів є коректне визначення відцентрового напору в порожнинах роторів, які утворювані торцевими поверхнями дисків та елементами статора. Придисккові порожнини це особливий тип каналу гідравлічної схеми, який характеризуються як гідравлічним опором так і активним, який виявляється у вигляді відцентрового тиску. Обидва чинники впливають на витратні характеристики гідравлічних схем і визначають ступінь та надійність охолодження роторів. При чому надійність охолодження у першу чергу проявляється у захищеності внутрішніх порожнин роторів від проникнення газу з проточних частин турбін. Коректний розрахунок гідравлічної схеми роторів дозволяє визначитися з їх міцністю, тривалою міцністю, повзучістю і втому, тому що міцнісні властивості матеріалів істотно знижуються з підвищенням температури. Таким чином тема дисертаційної роботи, яка спрямована на підвищення надійності розрахунку систем охолодження роторів турбін, є актуальною.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дисертацію виконано на кафедрі турбінобудування НТУ «ХПІ». Здобувач був виконавцем держбюджетної теми МОН України «Фундаментальні наукові дослідження систем транспіраційного і парового охолодження високотемпературних газових турбін» (ДР № 0106U001778, 2006–2008).

Мета і завдання дослідження. Основною метою дисертаційної роботи є вдосконалення систем охолодження роторів газових турбін шляхом подальшого розвитку методів розрахунку теплового стану газових турбін, гідравлічних систем охолодження. Було поставлено і розв'язано такі задачі.

1. Подальший розвиток мережевого методу розрахунку гідравлічних мереж систем охолодження газових турбін з урахуванням замикання каналів охолодження при критичних та надкритичних падіннях тиску і характеру течії в придисккових порожнинах роторів газових турбін.

2. Розробка методу розрахунку відцентрового напору в придисккових порожнинах роторів газових турбін з урахуванням особливостей їх геометрії, напрямку руху повітря або газу і швидкості обертання ротора.

3. Розробка комплексного методу розрахунку систем охолодження роторів газових турбін на основі зрощення мережевого методу і методу розрахунку течії і теплообміну в'язкої стисливої рідини.

4. Застосування створених методів для аналізу системи охолодження ротора високотемпературної газової турбіни.

Об'єкт дослідження – процеси течії і теплообміну у високотемпературних газових турбінах.

Предмет дослідження – охолодження роторів газових турбін.

Методи дослідження. Теоретичні положення дисертації базуються на фундаментальних основах теорії теплообміну, гідродинаміки, чисельних методах розв'язування задач теплопровідності і конвективного теплообміну, методах розрахунку розгалужених гідравлічних мереж. Зокрема, для розрахунків гідравлічних мереж систем охолодження використано метод, оснований на теорії графів; для розрахунків теплового стану ротора турбіни – метод кінцевих елементів; для розв'язування звичайних диференціальних рівнянь відносно закрутки потоку в порожнинах ротора турбіни – метод Рунге-Кутта.

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше:

1. Розроблено метод розрахунку відцентрового напору в різних при-дискових порожнинах роторів газових турбін, що дозволяє враховувати вплив геометрії роторів, напряму руху рідини, швидкості обертання ротора.

2. Виконано модифікацію методу розрахунку розгалужених гідравлічних мереж, яка виключає осциляцію ітераційного процесу і забезпечує швидку збіжність розрахунків охолодження роторів газових турбін.

3. Створено комплексний метод розрахунку систем охолодження газових турбін на основі зрощення методу розрахунку гідравлічних мереж і методу розрахунку течії і теплообміну в'язкої стисливої рідини, який дає можливість розраховувати систему охолодження роторів будь-якої форми.

4. Запропоновано модифікацію методу розрахунку розгалужених гідравлічних мереж, що дозволяє виконувати їх аналіз при критичних і надкритичних перепадах тиску в каналах охолодження.

Практичне значення одержаних результатів для галузі турбінобудування полягає у створенні:

1. Методу і комп'ютерної програми для розрахунку відцентрового напору в порожнинах роторів газових турбін, які можуть застосовуватися як самостійно для визначення напорів у роторах турбін, так і як програмний модуль у програмі розрахунку систем охолодження роторів турбін.

2. Комплексного методу і комп'ютерної програми розрахунку систем охолодження роторів газових турбін, які оснований на сумісному використуванні мережевого методу розрахунку гідравлічних мереж і чисельних методів течії і теплообміну в'язкої стисливої рідини. Метод і комп'ютерну програму доцільно використовувати для аналізу охолодження роторів турбін із складними конфігураціями внутрішніх порожнин.

3. Модифікованої програми розрахунку систем охолодження газових турбін, яка дозволяє створювати надійні системи охолодження роторів газових турбін з урахуванням докладного аналізу форми внутрішніх порожнин і напряму руху повітря або газу.

Результати дисертаційної роботи впроваджено на ВАТ «Турбоатом» і у навчальний процес НТУ «ХП» в курсах лекцій «Проблеми теплообміну в ПТУ і ГТУ», «Охолодження ГТУ».

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на: I, II, IV, V Всеукраїнських науково-технічних конференціях «Проблеми енергосбереження України и пути их решения» (Харків, 2006, 2007, 2009, 2010), на XIII Всеросійській міжвузівській конференції «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели» (Москва, 2008).

Публікації. Основні результати досліджень опубліковано в 5 наукових роботах, серед них 4 статті – у фахових наукових виданнях ВАК України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків. Повний обсяг дисертації становить 168 сторінок, серед них 78 рисунків по тексту, 11 рисунків на окремих 10 сторінках, 6 таблиць по тексту, списку використаних джерел з 101 найменування на 12 сторінках, додатка на 2 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність дослідження, сформульовано мету роботи і перелік вирішуваних задач, вказано наукову новизну роботи і її практичне значення.

У першому розділі дисертаційної роботи зроблено огляд теоретичних та експериментальних робіт про гідравліку і теплообмін у системах охолодження роторів газових турбін. Розглянуто методи розрахунку розгалужених систем охолодження газових турбін і відмічено їх недоліки.

Висвітлено тенденції застосування повітряних систем охолодження роторів турбін. Проведено аналіз невирішених проблем за напрями дослідження.

У другому розділі виконано вдосконалення математичних моделей систем охолодження роторів газових турбін.

В інженерній практиці зазвичай для розрахунку систем охолодження використовуються методи розрахунку гідравлічних мереж і методи розрахунку температурного поля конструкцій газової турбіни, які об'єднані в єдиний алгоритм, що враховує теплову взаємодію охолоджувача і твердого тіла.

Найбільш ефективним методом розрахунку гідравлічних мереж є метод, оснований на теорії графів, в основі якого лежить ітераційне уточнення витрат охолоджувача в незалежних контурах відповідно до алгоритму Андріяшева. Ітераційний процес достатньо швидко збігається, якщо залежності, що визначають опір окремих каналів та активний напір в них є гладкою функцією витрати охолоджувача.

Показано, що при розрахунку гідравлічних мереж охолодження роторів газових

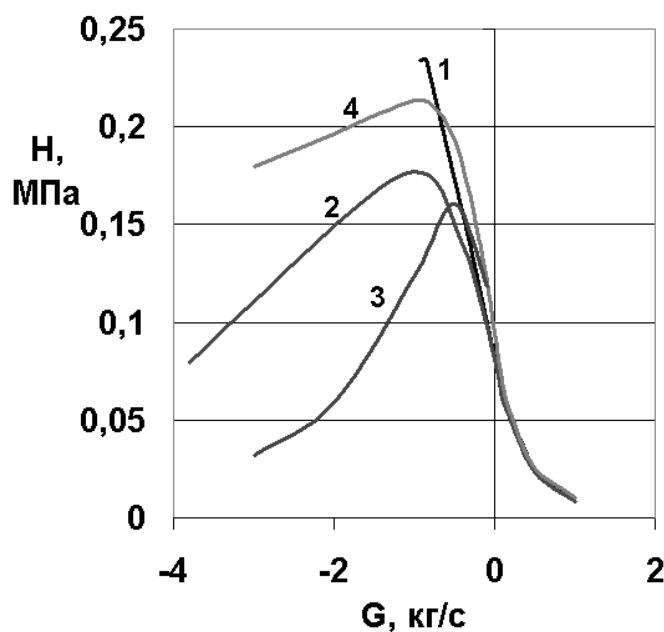


Рис. 1. Зміна відцентрового напору в при-дисковій порожнині залежно від витрати охолоджувача: 1 – початкове закручування при відцентровому русі $\beta_1=0$, доцентровому русі $\beta_2=0,18$ (CFD - розрахунок); 2 – $\beta_1=0$, $\beta_2=0$ (CFD - розрахунок); 3 – розрахунок за (1), $\beta_1=0$, $\beta_2=0$; 4 – розрахунок за (1), $\beta_1=0$, $\beta_2=0,18$

турбін найбільш важливою проблемою є підвищення точності розрахунку активних (відцентрових) напорів, що виникають при обертанні охолоджувача у внутрішніх порожнинах ротора. Підтвердженням цього є досвід експлуатації двигунів, який свідчить, що навіть після тривалої їх експлуатації і удосконалення конструкції охолодження на поверхні дисків турбіни інколи з'являються кольори мінливості, що свідчить про проникнення газу з проточної частини турбіни у внутрішні порожнини роторів. Така ситуація є наслідком нестачі знань про характер течії у цих порожнинах.

У зв'язку з відомими складнощами проведення експериментального дослідження течії в при-дискових порожнинах роторів газових турбін було виконано відповідний чисельний (CFD) аналіз. Встановлено, що в порожнинах, які складаються з поверхні диска і поверхні статора, для всіх розглянутих випадків спостерігається подібний характер зміни витрати охолоджувача. Починаючи від невеликих негативних витрат, що мають місце при до-

центровому примусовому русі теплоносія, спостерігається зниження відцентрового тиску із збільшенням витрати (рис. 1).

В області негативних значень витрат спостерігається значна розбіжність кривих відцентрового напору залежно від початкового закручування потоку β_2 на периферії порожнини. Чим більше ця величина, тим більше тиск. Якщо обмежитися тільки спадною частиною кривої тиску, то можна для кожної з порожнин ротора замінити дійсну зміну напору експоненційною залежністю (рис. 2). Таким чином у будь-якому випадку залежність напору від витрати для кожної конкретної конструкції порожнини і початкових закручувань може бути замінена з достатньою точністю імітаційною кривою $H=f(G)$. За умови, що для всіх придискових порожнин ротора турбіни заздалегідь визначені криві відцентрового напору, алгоритм Андріяшева для приросту витрати в кожному з незалежних контурів зазнає зміни і може бути поданий у вигляді

$$\Delta G^{n-1} = - \frac{\sum_{j=1}^k \left(-r_j G_j^{(n-1)^2} \operatorname{sign}(G_j) + H_j^{n-1} \operatorname{sign}(H_j) \right)}{2 \sum_{j=1}^k \left| \left(r_j - \frac{dH_j^{n-1}}{dG} \right) G_j^{n-1} \right|}. \quad (1)$$

Тут G_j^{n-1} – витрата охолоджувача на ітерації $(n-1)$ в j -ій гілці контура, r_j – величина, пропорційна гідравлічному опору.

Аналіз показав, що модифікований алгоритм не виключає осциляції і приводить до швидкої збіжності процесу. Звідси проблема точного і надійного розрахунку систем охолодження роторів зводиться до визначення кривої напору залежно від витрати охолоджувача. Для її визначення зазвичай використовується звичайне диференціальне рівняння для закручування потоку, що є відношенням середньої коллової швидкості потоку до коллової швидкості обертання диска на даному радіусі:

$$\frac{d}{dx} (\beta_\phi \cdot x^2) = Ax^{3,6} \left[(1 - \beta_\phi)^{1,2} - 1,715\beta_\phi^{1,8} \right], \quad (2)$$

де $x = r/r_1$, $\beta_\phi = \frac{v_\phi}{v_r} = \frac{v_\phi}{\omega r}$ – закручування потоку, $\operatorname{Re}_\omega = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu}$, $K_v = \frac{2\pi r_2^2 s \rho \omega}{G}$ – кінемати-

чний чинник, $A = 0,0274 K_v \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^{2,6} \left(\frac{r_2}{s} \right) \operatorname{Re}_\omega^{-0,2}$, ω – кутова швидкість обертання.

Розрахунок за рівнянням (2) і подальше визначення натиску показало, що зазвичай використовуваний метод приводить до великих похибок, особливо при доцентровому русі охолоджувача. У зв'язку з цим в розділі 4 наведені результати розробки більш довершеної моделі розрахунку відцентрового напору з урахуванням геометрії придискових порожнин.

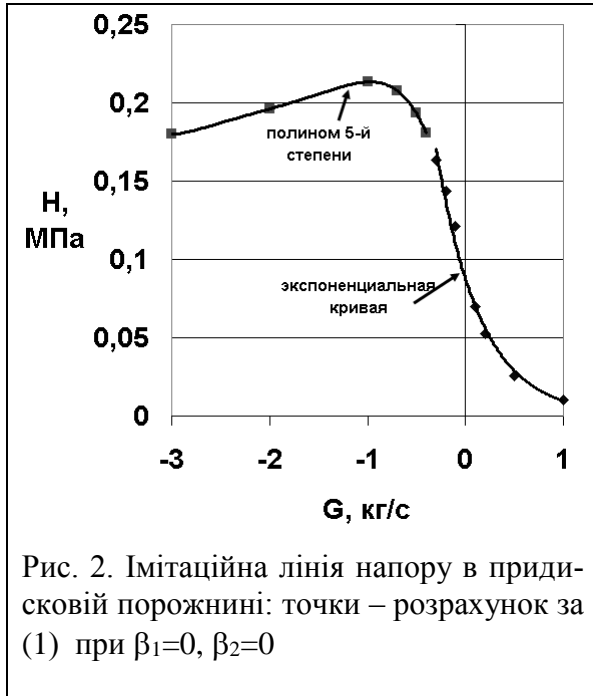
У розрахунках гідравлічних мереж найбільш складним і не до кінця вирішеним є розрахунок замикання каналів, у яких швидкість наближається до звукової. Такі умови виникають часто при попередньому закручуванні потоку перед надходженням у придискову порожнину. У зв'язку з цим запропонований прийом, що дозволяє з похибкою, що не перевищує 10 %, розраховувати витрату повітря в цих ситуаціях. Суть прийому полягає в діленні падіння повного тиску в каналі на дві складові

$$\Delta P^* = (P_1^* - P_\epsilon^*) + (P_\epsilon^* - P_2^*) = \zeta \frac{G^2}{2\rho_1 F^2} + \xi \frac{G^2}{2\rho_\epsilon F^2}. \quad (3)$$

Перша з них рівна падінню повного тиску в каналі за рахунок гідравлічного опору від P_1^* на вході до деякого значення повного тиску P_1^* , якому відповідає умова $M=1$. Друга

складова викликана звуковим опором. Якщо значення числа Маха скрізь в каналі менше одиниці, то $P_e^* = P_2^*$, де P_2^* – повний тиск на виході з каналу. Впровадження запропонованого методу в розрахунок гідравлічних мереж дозволило помітно підвищити точність і надійну та швидку збіжність ітераційного процесу.

Точність розрахунків аналізувалася шляхом зіставлення з результатами чисельного аналізу (CFD) течії в трубах і діафрагмах з урахуванням стисливості, а також з експериментальними даними. У всіх випадках розрахунок за допомогою ТНА з упровадженням прийомом показував достатньо високу точність (рис. 3).



У ряді практично важливих випадків течії стисливої рідини в каналах малих розмірів або за наявності дрібних виступів, які турбулюють течію, можливості чисельного моделювання обмежені пам'яттю і швидкодією комп'ютера. Крім того, збільшення розрахункової сітки розумне до деяких меж, після яких збіжність рішення помітно погіршується. У зв'язку з цим був розроблений і програмно реалізований метод, який дозволяє скористатися перевагами CFD-підходу із спрощеним поданням течії і теплообміну в областях, що є складними для побудови сітки.

Для цих областей було запропоновано використовувати елементи, що є каналами або системами каналів гідравлічної мережі. Для кожного з таких каналів, як завжди, повинна бути задана геометрія і визначена специфіка течії за допомогою відповідних залежностей для коефіцієнтів гідравлічного опору і тепловіддачі. Области CFD-сітки з'єднуються такими каналами або системами каналів, що, по суті, зводиться до впровадження в CFD-розрахунок функцій для задання в ітераціях умов на відповідних границях залежно від параметрів рідини на них.

Поява даного методу обумовлена ще і тією обставиною, що для складних течій неможливо точно визначити коефіцієнт гідравлічного опору та величину напору. Тому пропонується використовувати гібридну гідравлічну мережу, що складається з каналів і областей чисельного моделювання втрат тиску. Вид такої мережі залежить від конкретної задачі. Наприклад, для роторів турбін канали Е використовуються тільки для зв'язку між окремими областями рідини, розташованих в придискових порожнинах А, В (рис. 4). Як

Рис. 3. Відносна витрата повітря у трубі $\bar{G} = G/G_{\text{ед}}$ з округлою входною кромкою $r/d=0,5$; $L/d=10$; $P_2 = 6,2$ МПа

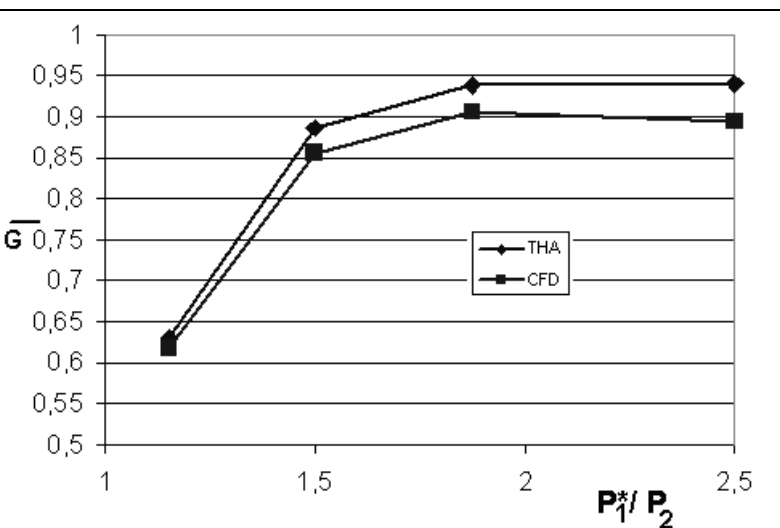


Рис. 3. Відносна витрата повітря у трубі $\bar{G} = G/G_{\text{ед}}$ з округлою входною кромкою $r/d=0,5$; $L/d=10$; $P_2 = 6,2$ МПа

Рис. 4. Як

Рис. 4. Як

умови на межах областей А і В, прилеглих до каналу Е, на кожному інтервалі оновлення за-

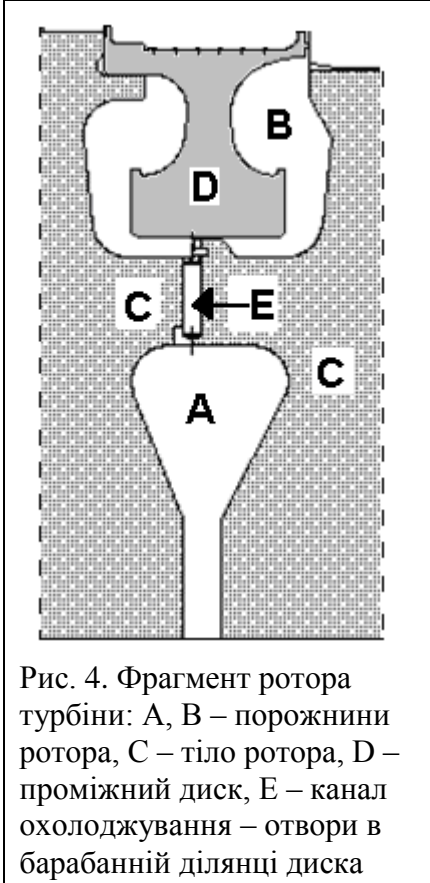


Рис. 4. Фрагмент ротора турбіни: А, В – порожнини ротора, С – тіло ротора, D – проміжний диск, Е – канал охолодження – отвори в барабанній ділянці диска

стосовуються значення витратної компоненти швидкості, визначувані залежно від падіння повного тиску в каналі. Задача може вирішуватися в зв'язаній постановці з включенням у модель областей твердого тіла, що визначають ротор турбіни С і статор D. В цьому випадку розраховується не тільки витратні характеристики повітряної мережі, але і температурне поле турбіни.

Розроблено алгоритм, що забезпечує збіжність процесу шляхом раціонального вибору частоти оновлення граничних умов і значення коефіцієнта релаксації. Виконано перевірочний розрахунок. Практичне використання методу було розглянуто в розділі 5.

У четвертому розділі розроблено математичну модель течії в придискових порожнинах роторів газових турбін. Показано, що відомі в даний час методи не дозволяють розраховувати відцентровий напір з необхідною точністю, особливо для доцентрової течії рідини. Причиною цього є, принаймні, дві обставини. По-перше, природа течії в придисковій порожнині була значно спрощена, по-друге, розрахункові залежності для напруги тертя на поверхні диска і статора мали обмеження за числом Рейнольдса обертання.

У зв'язку з цим було виконано серію CFD-розрахунків в моделях придискових порожнин роторів турбін, яка була основою для побудови методу розрахунку відцентрового напору залежно від витрати рідини, що примусово подавалася (повітря або газу).

Проаналізовано профілі швидкості в пограничному шарі на поверхнях порожнини, що визначають величину напруги тертя. Показано, що степеневий закон швидкості не є достатньо гнучким, тоді як профіль Томпсона дає такий розподіл швидкості у пограничному шарі, який практично повністю співпадає з результатами чисельного моделювання (рис. 5).

На жаль, скористатися перевагами профілю Томпсона не вдалося через громіздкість математичних викладок. Тому було використано степеневий закон швидкості з урахуванням залежності показни-

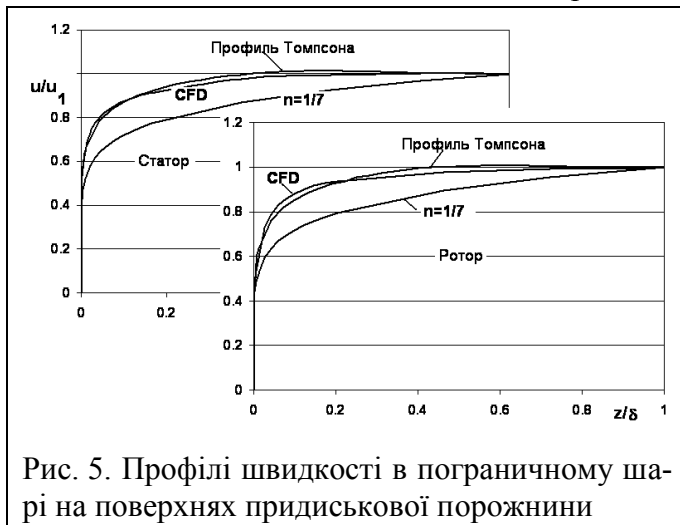


Рис. 5. Профілі швидкості в пограничному шарі на поверхнях придискової порожнини

ка степеня від числа Рейнольдса обертання.

Записуючи умови збереження імпульсу і моменту імпульсу в радіальному і коловому напрямках для елемента рідини в пограничному шарі і використовуючи степеневий закон швидкості, було отримано залежності для колового напруження тертя на поверхні диска

$$\tau_{\varphi p} = \begin{cases} a_0 \rho (\omega r)^2 (1 - \beta_\varphi)^{c_0} \text{Re}^{a_3}, & 0 \leq \beta_\varphi \leq 1; \\ a_5 \rho (\omega r)^2 (\beta_\varphi - 1)^{c_5} \text{Re}^{a_3}, & \beta_\varphi > 1, \end{cases} \quad (4)$$

і на поверхні статора

$$\tau_{\varphi_c} = a_4 \rho (\omega r)^2 \beta_{\varphi} c_2 \operatorname{Re}^{a_3}. \quad (5)$$

Коефіцієнти, що входять в (4) і (5), є функціями від показника степеня в законі швидкості.

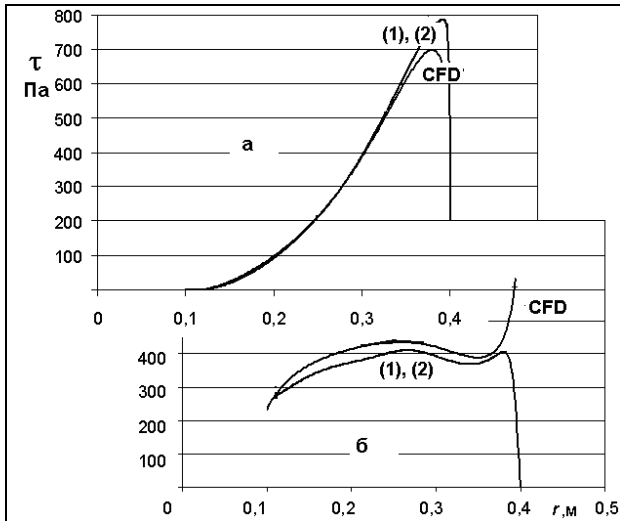


Рис. 6. Напруження тертя на диску (а) і статорі (б) при доцентровому напрямку течії при входженні повітря з витратою 1 кг/с у порожнину крізь кільцеву периферійну щілину шириною 10 мм: 1 – CFD-розрахунок, 2 – розрахунок (4), (5)

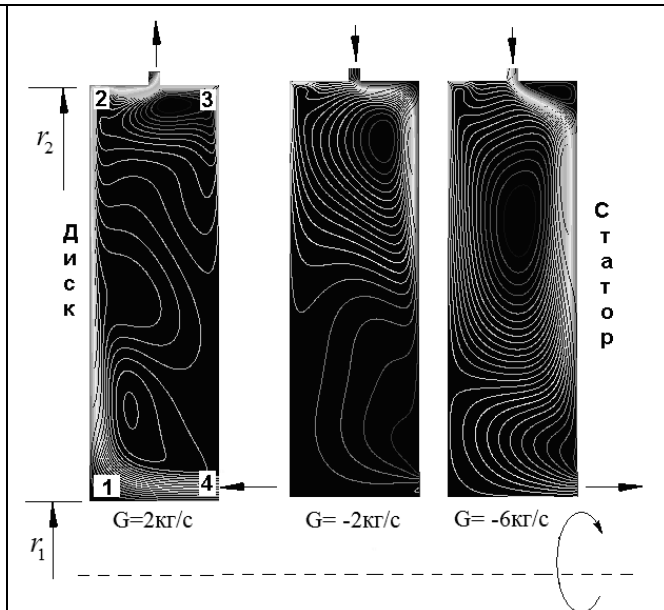


Рис. 7. Лінії струму в придисковій порожнині залежно від витрати і напрямку примусової подачі повітря

Отримані залежності досить точно описують зміну колового напруження тертя на більшій частині поверхні диска і статора (рис. 6) для придискових порожнин різної форми і різних умов подачі повітря (газу) в порожнину. Помітні відмінності напруження, визначеного за (4), (5) і за результатами CFD-аналізу мали місце в периферійній частині статора при доцентровій примусовій течії повітря.

Характер течії повітря в порожнинах між диском і статором відрізняється великою різноманітністю. Проте вдається виділити його основні особливості. Залежно від витрати повітря, що подається, і напрямку його подачі в придискових порожнинах з'являються вихрові утворення різної інтенсивності і розмірів (рис. 7). У разі відцентрової течії вихор розміщується в периферійній частині порожнини і має невеликий розмір. При доцентровому напрямку течії вихор може займати практично всю порожнину. Встановлено, що структура течії в порожнині корелюється з відцентровим напором.

Окрім відмічених раніше чинників, на відцентровий напір суттєво впливають ширина придискової порожнини, ширина вхідної щілини.

У відомих методах розрахунку відцентрового напору не враховується наявність вихору і тому вони не дозволяють враховувати істотні особливості течії. У зв'язку з цим створено метод розрахунку, в основі якого є припущення про можливість заміни дійсного вихрового руху рідини його спрощеним аналогом, який передбачає циркуляційний рух по тракту 4–1–2–3 з деякою циркуляційною витратою. При русі повітря від осі обертання до периферії на ділянці тракту біля диска 1–2 загальна витрата визначається як сума витрат примусового руху повітря, що подається, і циркуляційного, при протилежному напрямку руху складання витрат виконується на ділянці біля статора 3–4. У вузлах тракту 3 і 4 відбувається змішування потоків повітря, що подається в порожнину, і циркулюючого в ній, що дозволяє визначити закручування потоку в цих вузлах з урахуванням ширини порожнини і ширини щілини подачі повітря.

Відповідно до запропонованого методу в ітераціях послідовно виконується інтегрування звичайних диференціальних рівнянь відносно закручування потоку для половини порожнини, прилеглої до диска

$$\frac{d\beta_{\phi}}{dx} = \begin{cases} \left[-2\beta_{\phi} + Ax^{c_3} (1 - \beta_{\phi})^{c_0} \right] / x^2, & 0 < \beta_{\phi} \leq 1 \\ \left[-2\beta_{\phi} + Ax^{c_3} c_4 (\beta_{\phi} - 1)^{c_5} \right] / x^2, & \beta_{\phi} > 1 \end{cases} \quad (6)$$

і половини, прилеглої до статора:

$$\frac{d\beta_{\phi}}{dx} = -\left(2\beta_{\phi} + Ax^{c_3} c_1 \beta_{\phi}^{c_2} \right) / x^2. \quad (7)$$

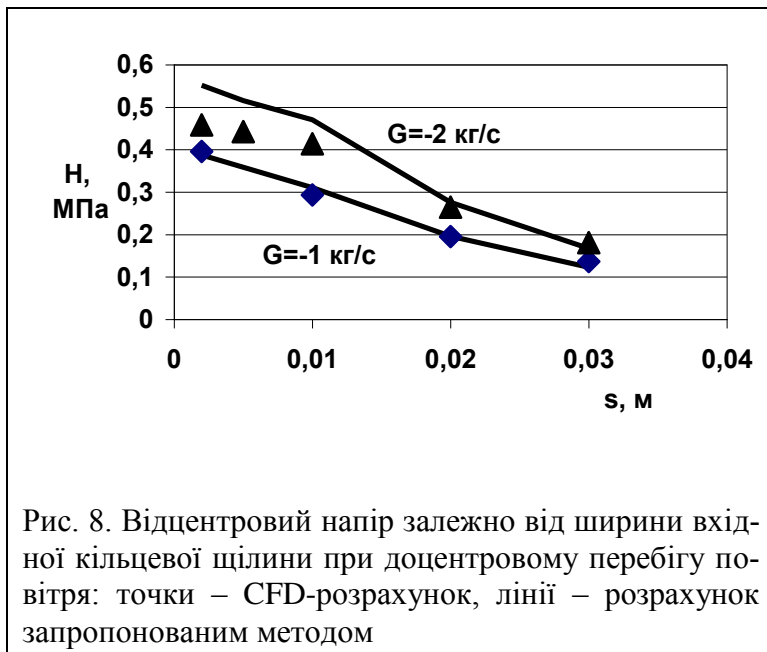


Рис. 8. Відцентровий напір залежно від ширини вхідної кільцевої щілини при доцентровому перебігу повітря: точки – CFD-розрахунок, лінії – розрахунок запропонованим методом

порожнини і вхідної кільцевої щілини, радіуси порожнини). У всіх випадках спостерігалася збіжність ітераційного процесу, і відцентровий напір з достатньою точністю співпадав з визначеним у результаті CFD-розрахунків. Наприклад, метод відображає збільшення напору із зменшенням ширини вхідної щілини, розташованої на периферійній циліндричній поверхні (рис. 8).

Виконано аналіз відцентрового тиску в порожнині ротора газової турбіни високооборотного двигуна, який підтвердив, що запропонований метод адекватно відображає реальну зміну напору в порожнинах роторів.

У п'ятому розділі виконано аналіз системи охолодження ротора газової турбіни ГТЕ-115. Для аналізу був використаний вдосконалений мережевий метод розрахунку гідравлічних мереж спільно з методом кінцевих елементів, реалізований в програмному комплексі ТНА, і комплексний метод, описаний в розділі 3.

Коефіцієнти тепловіддачі на поверхні лопаток і торцевих поверхнях міжлопаткових каналів було визначено за допомогою відповідних рівнянь подібності. У розрахункову модель робочі лопатки безпосередньо не були включені, а їх тепловий вплив на ротор враховувався еквівалентними коефіцієнтами тепловіддачі на поверхнях умовного зрізу лопаток поверхню обода дисків. Для двох вказаних методів розрахунку моделі включали одні і ті ж граничні умови з боку газу, а також значень тиску і температури на вході і виході охолоджувача.

У вузлах змішання потоків означається закручування, яке є очатковою умовою для інтегрування на ділянці тракту 1–2 або 3–4 залежно від напрямку руху повітря. Для кожної з половин порожнини означається відцентровий напір. Процес вважається таким, що здійснюється, якщо значення напорів в обох половинах порожнини співпадають із заданою похибкою.

Метод було ретельно перевірено шляхом зіставлення з результатами CFD-розрахунків для порожнин, в яких варіювалися як режимні параметри (напрямок руху, витрата повітря, температура, тиск, швидкість обертання диска), так і геометричні параметри (ширина

Розрахункова модель для ТНА була гідравлічною мережею системи охолодження і кінцево-елементною вісесиметричною моделлю ротора турбіни з вказівкою відповідностей між межами останньої і каналами охолодження. Уточнення граничних умов вимагало побудови ітераційного процесу, який достатньо швидко сходився.

Розрахункова модель комплексного методу була мережею кінцевих об'ємів, що покриває як області рідини (повітря), так і твердого тіла (ротора). Таким чином, умови стикування між рідиною і твердим тілом виконувалися автоматично. Між окремими областями сітки, відповідними рідині, були вбудовані елементи гідравлічної мережі.

При використанні вказаних методів були знайдені як температурні поля ротора, так і тиск, температури і витрати повітря на всіх ділянках тракту гідравлічної мережі (рис. 9).

Проведений аналіз показав, що в даному випадку обидва методи приводять до задові-

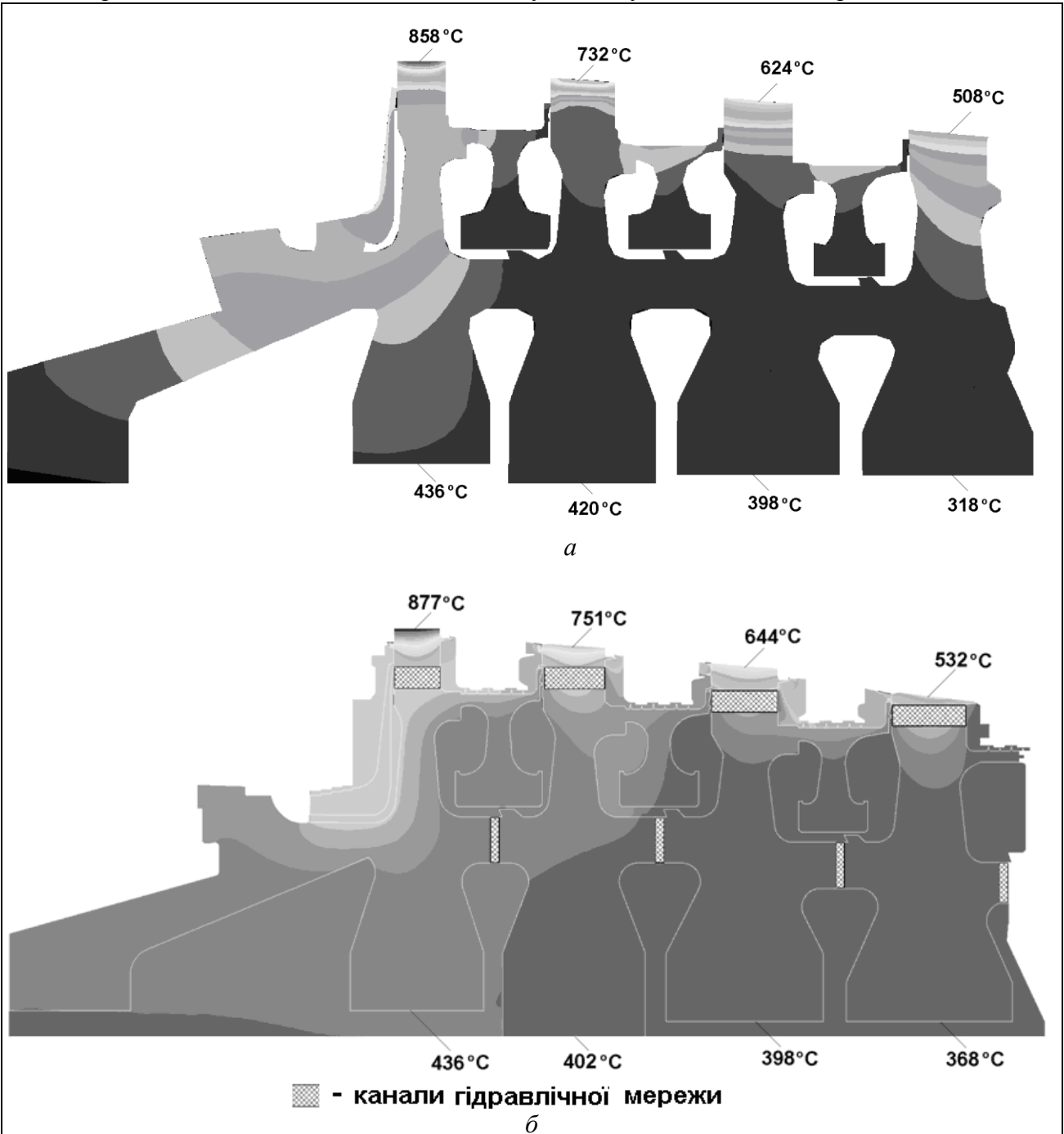


Рис. 9. Розрахунок охолодження ротора турбіни ГТЕ-115: а – розрахунок за допомогою ТНА, б – розрахунок комплексним методом

льного збігу результатів. Максимальна відмінність температур у відповідних складала 20-30°C, відмінність тисків повітря була не більше 0,3 бар. Витрати повітря, використовуюваного на охолодження, практично співпали в обох випадках. Виходячи з цього, було зроблено висновок, що обидва методи можуть бути використані для аналізу охолодження роторів сучасних газових турбін. Проте комплексний метод має ту перевагу, що може бути застосований для розрахунку роторів з внутрішніми порожнинами, що значно відрізняються від розглянутих.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПРАКТИЧНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичну задачу удосконалення методів розрахунку розгалужених гідравлічних мереж роторів сучасних високотемпературних газових турбін. Усі розроблені і удосконалені методи упроваджено у відповідні комп'ютерні програми, які можуть бути використовувані для створення надійних та ефективних систем охолодження роторів.

За результатами дисертаційної роботи можна зробити наступні висновки.

1. Підвищено надійність розрахунку систем охолодження сучасних газових турбін за рахунок застосування розвинутого мережевого методу розрахунку гідравлічних мереж систем охолодження газових турбін, який враховує:

- замикання каналів охолодження при досягненні охолоджувачем швидкості звуку;
- характер течії в придискових порожнинах роторів газових турбін.

2. Для визначення залежності між витратою повітря або газу і відцентровим напором у внутрішніх порожнинах роторів у широкому діапазоні зміни режимів роботи сучасних газових турбін розроблено метод, який враховує особливості геометрії роторів, напряму руху, швидкості обертання ротора.

3. Розроблено комплексний метод розрахунку систем охолодження роторів газових турбін на основі зрощення мережевого методу і методу розрахунку течії і теплообміну в'язкої рідини, який дає можливість розраховувати охолодження роторів газових турбін незалежно від складності конструкцій і режимів роботи турбіни.

4. За допомогою створених методів виконано аналіз охолодження ротора високотемпературної газової турбіни ГТЕ-115, що дозволило зробити висновок про придатність методів для розв'язування практично важливих задач.

5. Результати роботи впроваджені на ВАТ «Турбоатом» та в навчальний процес кафедри турбінобудування НТУ «ХПІ».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Чан Конг Шанг. Сравнительная эффективность парового и воздушного охлаждения диска и лопаток газовой турбины / А.И. Тарасов, А.А. Гуринов, Чан Конг Шанг // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2006. – №5. – С. 47–52.
Здобувачем складені гідравлічні мережі систем охолодження лопаток і диска, виконані відповідні розрахунки і зроблений аналіз ефективності охолодження деталей турбіни парою.
2. Чан Конг Шанг. О возможности 1-D моделирования течения в придисковых полостях газовых турбин / А.И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2007. – №2. – С. 115–120.
Здобувачем виконані розрахунки відцентрового напору в зазорі між диском і статором, а також аналіз похибки розрахунків.
3. Чан Конг Шанг. Учет центробежного эффекта в расчетах систем охлаждения роторов газовых турбин / А.И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2009. – №3. – С. 138–143.

Здобувачем виконано CFD-аналіз течії повітря в порожнині ротора газової турбіни, обґрунтована можливість створення імітаційних моделей для відцентрового напору.

4. Чан Конг Шанг. Расчет гидравлических сетей с учетом сжимаемости теплоносителя / А.И. Тарасов, Чан Конг Шанг // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2010. – №3. – С. 92–101.

Здобувачем виконано тестування методу розрахунку замикання каналів систем охолодження газових турбін.

5. Чан Конг Шанг. Совершенствование методов расчета и оптимальное проектирование систем охлаждения газовых турбин / А.И. Тарасов, А.И. Долгов, Чан Конг Шанг// Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: сб. тезисов докладов XIII Всероссийской межвузовской научно-технической конференции (Москва, 29–31 октября 2008 г.) /МГТУ им. Н.Э. Баумана.– М.: 2008.– С. 92–94.

Здобувачем виконано CFD-аналіз течії і теплообміну в каналах систем охолодження газових турбін.

АНОТАЦІЇ

Чан Конг Шанг. Розвиток методів розрахунку систем охолодження роторів газових турбін. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.16 – турбомашини і турбоустановки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2010.

Дисертація присвячена вирішенню прикладної науково-технічної проблеми вдосконалення методів розрахунку і створення ефективних повітряних систем охолодження роторів сучасних і перспективних газових турбін.

Отримали подальший розвиток методи розрахунку гідравлічних мереж роторів, які були застосовані для модернізації програми аналізу системи охолодження газових турбін ТНА. У в цьому напрямі зроблено таке.

Вирішено проблему запирання каналів системи охолодження при досягненні швидкості звуку шляхом введення додаткових гідравлічних опорів.

На підставі результатів чисельного дослідження встановлено, що незалежно від форми придискового зазору характер зміни відцентрового напору від витрати охолоджувача може бути одноманітно описано імітаційною залежністю. Це дозволило значно прискорити розрахунок гідравлічних мереж охолодження за рахунок виключення з ітераційних циклів чисельного інтегрування звичайних диференціальних рівнянь відносно закручування потоку.

Виконаний чисельний аналіз течії охолоджувача в порожнинах роторів газових турбін, який дозволив встановити основні чинники впливу на відцентровий напір. Встановлено, що профіль Томпсона найбільшою мірою підходить для опису швидкості в пограничних шарах на поверхнях придискових порожнин. Створено метод розрахунку відцентрового напору в придискових порожнинах роторів турбін. Метод враховує конфігурацію порожнини, ширину порожнини і ширину кільцевої вихідної щілини, напрям руху теплоносія, вплив числа Рейнольдса на колове напруження. Показано, що метод забезпечує прийнятну точність розрахунку відцентрового напору в порожнині ротора газотурбінного двигуна. Метод застосовано для створення імітаційних кривих тиску і було включено в програмний комплекс ТНА.

Розроблено комплексний метод розрахунку систем охолодження роторів, оснований на сумісному використанні мережевого методу гідравлічних мереж і чисельного методу аналізу течії і теплообміну в'язкої рідини (CFD-аналіз). Метод дозволяє розраховувати тепловий стан роторів газових турбін, конструкція яких містить порожнини довільних конфігурацій.

Виконано аналіз охолодження ротора енергетичної газової турбіни за допомогою модифікованого ТНА і комплексним методом. Проведено зіставлення результатів розрахунку

ків, яке показало достатню відповідність температурних полів ротора і параметрів охолоджувача у внутрішніх порожнинах ротора.

Ключові слова: газова турбіна, система охолодження, відцентровий напір, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі, тепловий стан, ротор турбіни, в'язка рідина, охолоджувач, напруга тертя.

Чан Конг Шанг. Развитие методов расчета систем охлаждения роторов газовых турбин. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.16 – турбомашин и турбоустановки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2010.

Диссертация посвящена решению прикладной научно-технической задачи совершенствования методов расчета и создания эффективных воздушных систем охлаждения газовых турбин.

Получили дальнейшее развитие методы расчета гидравлических сетей роторов, которые были использованы для модернизации программы ТНА, предназначенной анализа систем охлаждения газовых турбин. В этом направлении сделано следующее.

Решена проблема запирания каналов системы охлаждения при достижении скорости звука путем введения дополнительных гидравлических сопротивлений.

На основании результатов численного исследования установлено, что независимо от формы придискового зазора характер изменения центробежного напора от расхода охладителя может быть единообразно описан имитационной зависимостью. Это позволило значительно ускорить расчет гидравлической сетей охлаждения за счет исключения из итерационных циклов процедуры численного интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений для закрутки потока.

Выполнен численный течения охладителя в придисковых полостях роторов газовых турбин, который позволил установить основные факторы, влияющие на величину центробежного напора. Установлено, что профиль Томпсона в наибольшей степени подходит для описания скорости в пограничных слоях на поверхностях придисковых полостей. Создан метод расчета центробежного напора, создаваемого вращением ротора в придисковых полостях. Метод учитывает конфигурацию полостей, ширин полости и кольцевой щели подачи теплоносителя, направление движения теплоносителя, влияние числа Рейнольдса на напряжение трения. Показано, что метод обеспечивает приемлемую точность расчета центробежного напора в полости ротора газотурбинного двигателя. Метод использован для создания имитационных кривых напоров и был включен в программный комплекс ТНА, предназначенный для расчета охлаждения газовых турбин.

Разработан комплексный метод расчета систем охлаждения роторов, основанный на совместном использовании сетевого метода гидравлических сетей и численного метода анализа течения и теплообмена вязкой жидкости (CFD-анализ). Метод позволяет рассчитывать тепловое состояние роторов газовых турбин, конструкция которых содержит придисковые полости произвольных конфигураций.

Выполнен анализ охлаждения ротора энергетической газовой турбины с использованием метода расчета центробежного напора, реализованного в программном комплексе ТНА и комплексным методом. Проведено сопоставление результатов расчетов, которое показало приемлемое соответствие температурных полей ротора и параметров охладителя во внутренних полостях ротора.

Ключевые слова: газовая турбина, система охлаждения, центробежный напор, теплообмен, коэффициент теплоотдачи, тепловое состояние, ротор турбины, вязкая жидкость, охладитель, напряжение трения.

Tran Cong Sang. Development of the methods for the analysis of gas turbine rotors cooling. Manuscript.

Thesis for degree of Candidate of Sciences in Technique for speciality 05.05.16 – turbomachine and turbine units. – National technical university «Kharkiv polytechnical institute», Kharkiv, 2010.

This thesis is devoted to the applied scientific and technical problem of perfection of methods for analysis and creation of the effective air cooling systems for gas turbine rotors.

The methods for analysis of rotors hydraulic networks were developed. The methods were embedded in the computer program THA, which was intended for cooling system analysis of gas turbines. It was done following in this connection.

The flow-choking problem for cooling channels was resolved by the use of the additional resistances for providing smooth change of total resistance if air velocities in channels were near the speed of sound.

It was grounded that centrifugal pressure in any rotor gaps depending on air mass flow rate can be described by the imitation dependence in the single way. It allowed avoiding oscillations and accelerates calculation of the rotor cooling system.

The numerical flows analysis in the rotors cavities of gas turbines was developed. It allowed to set basic factors, which influence on centrifugal pressure. It was shown that Thompson's velocity profile befits in most degree for velocity in boundary layers on the inner rotor surfaces. The method for centrifugal pressure prediction was developed. The method takes into account configuration of cavity, widths of cavity and width of the output boundary, direction of flow, and Reynolds number. It is shown that a method provides acceptable exactness of calculation of centrifugal pressure in the cavities of gas-turbine rotors. It was used in the computer program THA for creation of imitation curves of centrifugal pressure.

The complex method of cooling analysis of gas turbine rotors was developed. It was based on sharing of network method of hydraulic networks and numeral method of flow analysis and heat exchange of viscid liquid (CFD-analysis). A method allows to predict the rotors thermal state without any limitations on configuration of the inner rotor cavities.

The analysis of power gas rotor turbine cooling was executed by using both methods: complex method and methods realized in the computer program THA. Results of the calculations were in a good accordance as on temperature as on mass flow rate of the cooling air.

Keywords: gas turbine, cooling system, centrifugal pressure, heat exchange, heat transfer coefficient, thermal state, rotor of turbine, viscid liquid, cooler, skin friction.