

Міністерство освіти і науки України
Національна академія наук України
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова
Інститут технічної теплофізики НАН України
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України
АТ «СМНВО-інжиніринг»
АТ «Українські енергетичні машини»
ДП «Запорізьке машинобудівне
конструкторське бюро «Прогрес»
ім. академіка А. Г. Івченка»
ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект»
АТ «Мотор-Січ»

Тези доповідей
**XX МІЖНАРОДНОЇ
НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
«ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ
ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ»**

(26–27 грудня 2024 р.)

Харків
2024

ЗМІСТ

Секція I «Підвищення економічності та надійності турбоустановок».....	6
<i>Усатий О. П., Новіков М. К., Далудін М. О., Міщаненко Є. С.</i> Дослідження ефективності та оптимізація конструкції осового турбодетандера	7
<i>Шубенко О. Л., Голощанов В. М., Котульський Р. О.</i> Визначення безпечних та раціональних режимів роботи ЦНТ при експлуатації теплофікаційної турбіни	9
<i>Лапузін О. В., Юдін Ю. О., Науменко С. П.</i> Вплив відхилень від циліндричності течії в ступенях осових турбін на економічність цих ступенів	11
<i>Роцупкін О. В., Павленко І. В.</i> Синтез методів діагностування роторних систем відцентрових машин із застосуванням систем штучного інтелекту	14
<i>Михайленко Т. П., Горідько О. В., Петухов І. І.</i> Моделювання робочого процесу у магістралі відкачування масляної системи авіаційного газотурбінного двигуна.....	16
<i>Петухов І. І., Ковальов А. В., Михайленко Т. П.</i> До питання моделювання теплопереносу в повітряно-оливному середовищі камери підшипника ГТД.....	18
Секція II «Газотурбінні технології, газотранспортне та теплообмінне устаткування».....	20
<i>Черноусенко О. Ю., Власенко О. В.</i> Аналіз використання біогазу в газових турбінах	21
<i>Шевчук О. В., Тарасов О. І.</i> Оптимізація системи охолодження робочої лопатки ТВТ за допомогою 1D-2D підходів.....	23
Секція III «Проблеми удосконалення теплоенергетичного устаткування»	25
<i>Лисиця О. Ю., Петухов І. І.</i> Моделювання процесу змішування водню з повітрям в елементах системи подачі палива водневого ГТД.....	26

<i>Рачинський А. Ю., Черноусенко О. Ю., Баранюк О. В.</i> Термонапружений стан барабану котла типу ДКВР	27
<i>Баранюк О. В., Черноусенко О. Ю., Рачинський А. Ю.</i> CFD моделювання в процесів теплообміну в паливні котла ГМ-50 (Е-50-3,9-440ГМ)	29
<i>Elkin Yu. G., Voinov O. P.</i> About Current Problems of Improving Thermal Energy Equipment of Heat Supply Systems.....	31
<i>Sidorkin I. D., Yefimov O. V.</i> Analysis of the Features of Technological Schemes and Designs of Modern and Prospective Reactor Installations of Nuclear Power Plants and Their Technical and Economic Indicators.....	33
<i>Єфімов О. В., Каверцев В. Л., Жидецький О. І.</i> Аналіз причин виникнення схильності до корозійно-ерозійного зношування окремих елементів допоміжних трубопроводів АЕС.....	35
<i>Єфімов О. В., Каверцев В. Л., Подобін А. В., Чижик О. В.</i> Методи адаптації матеріалів європейських виробників до використання на енергетичному обладнанні ТЕС та АЕС України	37
<i>Заруба Г. Г., Хмельнюк М. Г.</i> Аналіз впливу змішування холодоагентів R744 та R600a в каскадному тепловому насосі на енергоефективність його роботи	40
<i>Петрик О. А., Назаренко І. А., Кузьменко А. А.</i> Дослідження впливу різних сумішей на властивості шлаку у високотемпературних агрегатах	42
<i>Кравченко В. П., Власов А. П., Власов Д. А., Хищенко М. П.</i> Додаткові технічні рішення при поводженні з відпрацьованим ядерним паливом в умовах військового часу	45
<i>Юрко В. В., Андрущенко Р. С.</i> Дослідження впливу запиленості на ефективність роботи петлевого повітрянагрівача	47
<i>Юрко В. В., Притикін В. С.</i> Підвищення енергоефективності котельні шляхом застосування КТАНа-теплоутилизатора	50

Єфімов О. В., Ліфшиць П. В., Каверцев В. Л. Основні напрямки підвищення надійності роботи промислових котельних агрегатів, які працюють на конвертерних газах53

Коврига А. Є. Особливості тепловідведення генеруючого обладнання електростанцій54

**СЕКЦІЯ І «ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ
ТА НАДІЙНОСТІ ТУРБОУСТАНОВОК»**

УДК 621.165

**УСАТИЙ О. П.^{1*}, НОВІКОВ М. К.², ДАЛУДІН М. О.³,
МІЩАНЕНКО Є. С.⁴**

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙ ОСЬОВОГО ТУРБОДЕТАНДЕРА

¹ д.т.н., с.н.с., завідувач кафедри турбінобудування, НТУ «ХП», м. Харків, Україна.

² аспірант кафедри турбінобудування, НТУ «ХП»; головний інженер
ПрАТ «ТУРБОГАЗ», м. Харків, Україна.

³ магістрант кафедри турбінобудування, НТУ «ХП», м. Харків, Україна.

⁴ студент кафедри турбінобудування, НТУ «ХП», м. Харків, Україна.

* e-mail: alpaus@ukr.net.

Вступ. Широкий розвиток альтернативних технологій використання енергії надлишкового тиску природного газу для виробництва електроенергії потребує проведення ретельних наукових досліджень з подальшого удосконалення та підвищення ефективності турбодетандерних енергетичних установок. В роботі наведені результати аналізу впливу геометричних і газодинамічних параметрів та їх кореляцій на ефективність і потужність осьового чотирьох ступеневого турбодетандера та результати оптимізації конструкції турбодетандера.

Мета роботи. Основною метою роботи є оцінка рівнів впливу деяких геометричних і газодинамічних параметрів та їх кореляцій на ефективність і потужність осьового турбодетандера. Визначення переліку параметрів, які мають найбільший вплив на показники якості турбодетандера дозволить звернути особливу увагу на відповідні елементи конструкції при модернізації існуючих та проектуванні і виготовленні нових турбодетандерів, а також розв'язання задачі оптимального проектування проточної частини турбодетандера.

Загальна частина. Для досягнення поставленої мети в процесі розрахункових досліджень були використані відповідні методи і моделі, а саме методи теорії планування експерименту (було застосовано насичений 17-ти факторний план Рехтшафнера [1]) та вихідна удосконалена математична модель термо і газодинамічних процесів, що протікають в проточній частині (ПЧ) турбодетандера, програмна реалізація якої дозволяє оцінювати вплив геометричних і газодинамічних параметрів на ефективність та потужність осьових турбодетандерів.

17-ти факторний план Рехтшафнера був сформований за наступними незалежними параметрами (факторами) та діапазонами їх варіювання:

значення масового протікання в розвантажувальну щілину 0,02 – 0,18 кг/с; висота щілини переднього кінцевого ущільнення 0,01 – 1,0 мм; висоти щілин діафрагмових ущільнень 2-4-го ступенів 0,01 – 1,0 мм; висоти щілин радіальних ущільнень 1-4-го ступенів 0,01 – 1,0 мм; коефіцієнти швидкості соплових решіток (СР) чотирьох ступенів 0,88 – 0,98; коефіцієнти швидкості робочих решіток (РР) чотирьох ступенів 0,86 – 0,96, усього 17 незалежних параметрів.

Для виявлення незалежного впливу, перелічених вище параметрів на ефективність турбодетандера були розраховані, відповідно до створеного плану, 172 варіанти ПЧ 4-х ступеневого осьового турбодетандера.

Після відповідної обробки отриманих векторів спостережень були отримані коефіцієнти $\bar{B}$ високоточних формальних макромоделей (ФММ) у вигляді повних квадратичних поліномів.

Проведені дослідження з використанням створених ФММ та аналіз вихідного варіанту проточної частини турбодетандера що-до впливу на його інтегральні показники якості параметрів радіальних надлопаткових\надбандажних ущільнень та відкритих міжвінцевих щілин. Показана можливість підвищення внутрішнього відносно ККД на 1,92 % та потужності відповідно на 55,09 кВт за рахунок використання надбандажних ущільнень та зменшення величин відкритих осьових щілин.

Висновки. Поставлено та розв'язано задачу оптимального проектування проточної частини турбодетандера за 32 параметрами. Отримано нову оптимальну конструкцію чотирьох ступеневого турбодетандера з суттєвим підвищенням потужності на 125,81 кВт (з 1608,86 кВт до 1734,67 кВт) і внутрішнього відносного ККД на 6,17 % (з 77,34 % до 83,51 %) в порівнянні з вихідним варіантом проточної частини.

Список літератури:

1. Rechtschaffner R. L. Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs / R. L. Rechtschaffner // Technometrics. – 1967. – No. 4. – P. 569–575.

УДК 621.165

**ШУБЕНКО О. Л.¹, ГОЛОЩАПОВ В. М.²,
КОТУЛЬСЬКИЙ Р. О.^{3*}**

ВИЗНАЧЕННЯ БЕЗПЕЧНИХ ТА РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЦНТ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЇ ТУРБИНИ

¹ чл.-кор. НАН України, д.т.н., професор, головний науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні Інституту енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України м. Харків, Україна.

² к.т.н., с.н.с., старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні Інституту енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України м. Харків, Україна.

³ аспірант Інституту енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна.

e-mail: kot2017ov@gmail.com

Вступ. На ТЕЦ України експлуатуються п'ять теплофікаційних турбін потужністю 250 МВт, кожна з яких при роботі на номінальному режимі витрачає за добу біля $1,5 \cdot 10^6$ м³ газу. Зараз теплофікаційні турбіни ТЕЦ працюють за умов енергоринку у більшості випадків за електричним графіком. Треба відмітити, що за вимогами енергоринку України зміна режимів роботи турбіни може відбуватися достатньо швидко (протягом двох годин), що викликає зміну навантаження від пропуску пари в ЦНТ при роботі за тепловим графіком від 9 т/год до режиму роботи при максимальному навантаженні 640 т/год. Це потребує значного підвищення якості експлуатації турбіни.

Мета роботи. Розробка рекомендацій щодо безпечної експлуатації потужних теплофікаційних турбін при роботі на маловитратних режимах.

Загальна частина. На основі аналізу роботи турбіни Т-250/300-23,5 отримано рівняння для визначення масової витрати пари через ЦНТ в залежності від тиску та температури пари у нижньому теплофікаційному відборі та степені відкриття поворотної діафрагми регулюючого ступеня у формі

$$G = f(\bar{h}) \frac{P_{\text{нв}}}{\sqrt{T_{\text{нв}}}},$$

де функція $f(\bar{h})$ залежить від режиму експлуатації.

Робота останнього ступеня ЦНТ при невеликій витраті пари супроводжується значним зростанням її температури. Розвиток температури в ступенях великої віяловості, які застосовуються в частині низького тиску тур-

Тези доповідей XX Міжнародної науково-технічної конференції
«Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 26–27 грудня 2024 р.

біни, пов'язано з тиском у конденсаторі та масовою витратою пари в проточній частині. Температура в ступенях ЦНТ відповідає температурі пари в камері паровпуску, що дорівнює температурі пари в нижньому теплофікаційному відборі $t_{\text{нв}}$ і температурі перегріву пари основного потоку на виході з радіального зазору Δt_{31} , яку можна визначити як критерій надійності роботи ЦНТ

$$t_{31\text{max}} = t_{\text{нв}} + \Delta t_{31}.$$

Максимальна температура цієї пари не повинна перевищувати значення 150 °С (при температурі вище 170 °С спрацьовує система безпеки турбіни на її зупинку).

Поряд з безпечною роботою турбіни, що визначається її температурним станом, слід виконати оцінку раціонально-економічної роботи ЦНТ турбіни. На початку можна прийняти роботу при нульовій потужності ЦНТ, коли перші два ступеня працюють в турбінному режимі, виробляючи потужність, а останній ступень працює в маловитратному режимі (на його роботу витрачається потужність двох попередніх ступенів).

Вплив степені відкриття поворотної діафрагми на витрату пари у ЦНТ визначається за тиском пари у нижньому відборі. На основі обробки існуючих експериментальних даних автори одержали функціональну залежність степеня відкриття поворотної діафрагми при різних параметрах пари на вході в регулюючий ступень для режиму роботи ЦНТ при нульовій витраті енергії у вигляді

$$h_{\text{ЦНТ}}^{\text{рац}} = 0,347 - 0,01144 (P_{\text{нв}} - 22)^{0,65}.$$

Наведені міркування дозволили створити алгоритм раціонального режиму роботи ЦНТ теплофікаційної турбіни Т-250/300-240 за графіком виробництва електричної енергії, що забезпечує виконання вимог як теплової безпеки, так і економічності роботи турбіни.

Висновки. Розроблено методологічний підхід до визначення витрати пари через ЦНТ у конденсатор при роботі теплофікаційної турбіни, в якому використовується вимірювання тиску пари у нижньому теплофікаційному відборі, її температури і степені відкриття поворотної діафрагми регулюючого ступеня.

Отримано розрахункові залежності для визначення максимальної температури на виході з останнього ступеня проточної частини, яка прийнята як критерій безпечної роботи проточної частини ЦНТ.

Розроблено алгоритм для визначення безпечних і раціональних режимів експлуатації ЦНТ турбіни Т-250/300-23.

УДК 621.165

ЛАПУЗІН О. В.^{1*}, ЮДІН Ю. О.², НАУМЕНКО С. П.³

ВПЛИВ ВІДХИЛЕНЬ ВІД ЦИЛІНДРИЧНОСТІ ТЕЧІЇ В СТУПЕНЯХ ОСЬОВИХ ТУРБІН НА ЕКОНОМІЧНІСТЬ ЦИХ СТУПЕНІВ

¹ к.т.н., доцент, доцент кафедри турбінобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

² к.т.н., доцент, професор кафедри турбінобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

³ старший викладач кафедри турбінобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

* e-mail: alexlapuzin14@gmail.com.

Вступ. Для підвищення точності термогазодинамічних розрахунків парових і газових турбін потрібно врахувати складний просторовий характер течії робочого тіла в турбінних ступенях навіть у тих випадках, коли ступені мають циліндричні меридіональні окреслення.

Мета роботи. Визначити величину негативного впливу рівня радіальної складової швидкості потоку у міжвінцевому зазорі (МВЗ) турбінного ступеня та за ним на відноснолопатковий коефіцієнт корисної дії (ККД) в умовах повної втрати кінетичної енергії потоку в перетині за робочим колесом.

Загальна частина. При повній втраті кінетичної енергії потоку, його відносний лопатковий ККД $\eta_{\text{вл}}$ залежить, як це відомо, від наявного перепаду ентальпій H_0 , рівня тангенціальної складової швидкості потоку в контрольних перетинах (C_{1u} і C_{2u}), а також колових швидкостей обертання робочого колеса u_1 і u_2 . Якщо параметри гальмування перед ступенем і тиск за ним зафіксовані ($H_0 = \text{const}$), закрутка потоку за робочим колесом відсутня ($C_{2u} = 0$), а течія відбувається на циліндричній поверхні току ($u_1 = u_2 = \text{const}$), то коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{вл}}$ залежить лише від величини C_{1u} . Розглянемо два ступеня, які при перелічених вище умовах і фіксованому тиску за сопловою решіткою відрізняються тільки величиною кута γ_1 , що враховує наявність радіальної складової швидкості $C_{1r} = C_1 \sin \gamma_1$ і впливає на тангенціальну складову швидкості $C_{1u} = C_{1r} \sqrt{1 - \zeta} \cos \gamma_1 \cos \alpha_1$. Якщо в ступенях, що порівнюються, однакова теоретична швидкість витікання робочого тіла з соплової решітки C_{1t} , однаковий коефіцієнт втрат кінетичної енергії ζ і кут потоку α_1 , то ККД $\eta_{\text{вл}}$ буде прямо пропорційним $\cos \gamma_1$, що вказує на негативний вплив радіальної складової швидкості (як від'ємної, так і позитивної) на роботу ступеня осьового типу. В турбінах радіального типу негативною є вже осьова проекція швидкості.

В ступенях з циліндричними меридіональними окресленнями усереднений уздовж крока решітки кут γ_1 у прикореневих і периферійних струмінках течії не перевищує 10° , що зменшує їх $\eta_{\text{вл}}$ на величину до 1,5 %. Але в останніх ступенях низького тиску парових турбін теплових і атомних електростанцій цей кут може досягати 20° у периферійних струмінках течії [1], що обумовлює зменшення ККД цих струмінок течії в $\sim 1,06$ рази у порівнянні із ступенями, в яких відсутня радіальна складова швидкості в міжвінцевому зазорі перед робочим колесом. Важливо підкреслити, що ККД, підрахований по параметрам гальмування, ще більш чутливий до рівня кута γ_1 .

Додаткові втрати, пов'язані з наявністю радіальної складової швидкості у МВЗ, можна розглядати як окрему складову втрат турбінного ступеня. Але для ступенів з циліндричними меридіональними окресленнями доцільно [2] виключити кут γ_1 з теплового розрахунку, приплюсувати ці додаткові втрати до втрат у сопловій решітці, а її аеродинамічну якість оцінювати не коефіцієнтом втрат кінетичної енергії ζ , а коефіцієнтом повних втрат $\zeta_{\text{п}} = 1 - (1 - \zeta) \cos^2 \gamma_1$.

Радіальна складова швидкості за робочим колесом $C_{2r} = C_2 \cos \gamma_2$ збільшує відносну втрату з вихідною швидкістю в $1/\cos^2 \gamma_1$ рази. Відносна втрата з вихідною швидкістю залежить в першу чергу від кута α_1 і при відсутності закрутки потоку за турбінним ступенем знаходиться в межах від 0,04 до 0,2. Збільшення кута γ_2 з 0° до 20° збільшує цю втрату, а відповідно і ККД $\eta_{\text{вл}}$ на 0,005 – 0,026 тобто на 0,5 % – 2,5 %.

В ступенях великої віяловості колова швидкість u_2 суттєво перевищує колову швидкість u_1 , що збільшує в першу чергу відносну втрату на робочій решітці $\xi_{\text{л}}$, яка залежить від коефіцієнтів втрат в обох решітках ζ і $\zeta_{\text{л}}$, відношень швидкостей $u_2/C_{\text{ф}}$ і u_1/u_2 , кутів потоку α_1 , γ_1 , а також ступеня реактивності турбінного ступеня ρ . Якщо $\zeta = 0,0975$, $\zeta_{\text{л}} = 0,19$, $u_2/C_{\text{ф}} = 0,525$, $\alpha_1 = 25^\circ$, $\gamma_1 = 0$, $\rho = 0,32$, зменшення відношення швидкостей u_1/u_2 з 1,0 до 0,96, збільшує $\zeta_{\text{л}}$ і збільшує $\eta_{\text{вл}}$ на 0,57 %.

Висновки. 1 Для підвищення точності термогазодинамічних розрахунків парових і газових турбін необхідно врахувати наявність радіальної складової швидкості в контрольних перетинах турбінних ступенів.

2 Збільшення у міжвінцевому зазорі кута потоку γ_1 з 0° до 20° призводить до зменшення коефіцієнтів корисної дії приблизно у 1,03 рази.

3 Збільшення за робочим колесом кута потоку γ_2 з 0° до 20° призводить до зменшення відносного лопаткового ККД на 0,5 % – 2,5 % і не впливає на ККД, підрахований по параметрам гальмування.

Список літератури:

1. Лапузін О. В. Дослідження впливу тангенціальної нерівномірності параметрів потоку на газодинамічні характеристики соплових решіток турбомашин / О. В. Лапузін, В. П. Суботович, Ю. О. Юдін, С. П. Наumenко, І. І. Малимон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2022. – № 1–2(9–10). – С. 23–31. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2022.01.03>.
2. Лапузін О. В. Методика визначення повних втрат в соплових решітках турбомашин / О. В. Лапузін, В. П. Суботович, Ю. О. Юдін, С. П. Наumenко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2023. – № 1–2(13–14). – С. 11–17. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.02>.

УДК 681.5.015:[539.3+66.074.1]

РОЩУПКИН О. В.¹, ПАВЛЕНКО І. В.^{2*}

СИНТЕЗ МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ РОТОРНИХ СИСТЕМ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ СИСТЕМ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ

¹ аспірант, Сумський державний університет, м. Суми, Україна.

² д-р техн. наук, проф., професор кафедри комп'ютерної механіки ім. В. Марцинковського, Сумський державний університет, м. Суми, Україна.

* e-mail: i.pavlenko@cm.sumdu.edu.ua

Вступ. Підвищення робочих параметрів сучасного енергетичного обладнання (відцентрових машин, турбоустановок тощо) нерозривно пов'язане з необхідністю вирішення актуальних науково-практичних проблем забезпечення їх економічності та вібраційної надійності. При цьому ефективне діагностування відповідних роторних систем є ключовою передумовою забезпечення надійності, безпеки та довговічності [1].

Сьогодні застосовується значна кількість аналітичних і числових підходів щодо моделювання динаміки роторних систем та експериментальних методів діагностування технічного стану відцентрових машин [2]. Існуючі традиційні підходи дозволяють ефективно виявляти різні типи дефектів динамічних систем, ґрунтуючись, у тому числі, на достовірних математичних моделях поведінки їх дискретних і континуальних моделей та дозволяючи аналізувати робочі параметри на основі аналізу шуму і вібрацій, теплових ефектів тощо [3]. Недоліком таких підходів є значна обчислювальна складність з огляду на громіздкий математичний апарат та невизначеність параметрів існуючих моделей. Це потребує створення спрощених достовірних моделей із застосуванням сучасних методів оцінювання параметрів математичних моделей за даними експериментальних досліджень [4].

Мета роботи. Рациональний вибір прогресивних сучасних рішень щодо моделювання динаміки роторів відцентрових машин і створення засобів діагностування роторних систем шляхом виявлення можливості комбінування існуючих та синтезу нових підходів.

Загальна частина. Як основні причини виходу з ладу роторних систем відцентрових машин були розглянуті дисбаланс, технологічні дефекти виготовлення і складання ротора (викривлення осі, порушення співвісності елементів тощо), втомні деформації та тріщини, внутрішні і зовнішні тертя.

Для кожного з виду дефектів проаналізовано існуючі аналітичні та експериментальні підходи щодо діагностування технічного стану: дисбаланс (метод Ден Гартога, балансування за власними формами тощо); дефекти виготовлення (кореляційний аналіз, ізометричне мапування тощо); дефекти складання (методи кількісного оцінювання вібраційних характеристик, метод Ньюмарка тощо); втомні деформації та тріщини (вейвлет аналіз, фрактальний аналіз тощо).

На відміну від вищезазначених підходів, евристичні моделі для аналізу динаміки механічних систем засновані на застосуванні засобів штучного інтелекту. Вони позбавлені недоліків традиційних практичних підходів і мають переваги над існуючими аналітичними методами дослідження. Зокрема, застосування штучної нейронної мережі дозволило суттєво підвищити точність оцінювання динамічних характеристики ротора турбонасосного агрегату рідинного ракетного двигуна ракети-носія «Антарес» порівняно із псевдооберненням Мура–Пенроуза [5].

Висновки. За результатами аналізу методів діагностування роторних систем відцентрових машин, встановлено їх ефективність, переваги і недоліки, межі застосування та обмеження. При цьому для кожного виду дефектів розглянуті перспективи застосування методів штучного інтелекту як окремо, так і у комплексному поєднанні з існуючими методами.

Пропонується синтез нових методів діагностування роторних систем відцентрових машин турбоустановок на основі комплексного застосування як традиційних підходів, так і засобів штучного інтелекту. При цьому варто зазначити, що особлива увага має бути приділена підтвердженню достовірності запропонованих моделей і методів інтелектуального оцінювання динамічних характеристик роторів відцентрових машин шляхом порівняння одержаних результатів за даними експериментальних досліджень.

Список літератури:

1. Pavlenko I. Estimation of the reliability of automatic axial-balancing devices for multistage centrifugal pumps / I. Pavlenko, J. Trojanowska, O. Gusak, V. Ivanov, J. Pitel, V. Pavlenko // *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. – 2019. – Vol. 63(1). – P. 52–56.
2. Taher G. A. F. Experimental and numerical study of lateral vibration of a rotor–stator rubbing system / G. A. F. Taher, E. A. Rabeih, H. H. El-Mongy // *International Journal of Dynamics and Control*. – 2024. – Vol. 12. – P. 3139–3154.
3. Chen H., Li L. Fault detection for nonlinear dynamic systems with consideration of modeling errors: a data-driven approach / H. Chen, L. Li, C. Shang, B. Huang // *IEEE Transactions on Cybernetics*. – 2022. – Vol. 53(7). – P. 4259–4269.
4. Павленко І. В. Методи ідентифікації параметрів математичних моделей коливальних процесів / І. В. Павленко, В. І. Симоновський. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 145 с.
5. Verbovyi A. Parameter identification of nonlinear bearing stiffness for turbopump units of liquid rocket engines considering initial gaps and axial preloading / A. Verbovyi, V. Khomenko, C. Neamtu, V. Pavlenko, M. Cherednyk, B. Vashyst, I. Pavlenko // *Journal of Engineering Sciences*. – 2021. – Vol. 8(2). – P. D8–D11.

УДК 629.7.036.3

МИХАЙЛЕНКО Т. П.^{1*}, ГОРІДЬКО О. В.², ПЕТУХОВ І. І.³

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ У МАГІСТРАЛІ ВІДКАЧУВАННЯ МАСЛЯНОЇ СИСТЕМИ АВІАЦІЙНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

¹ к.т.н., доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки, НАКУ «ХАІ», м. Харків, Україна.

² аспірант кафедри аерокосмічної теплотехніки, НАКУ «ХАІ», м. Харків, Україна.

³ к.т.н., доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки, НАКУ «ХАІ», м. Харків, Україна.

* e-mail: t.mykhailenko@khai.edu

Вступ. Робота авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) багато в чому залежить від досконалості масляної системи, що забезпечує надійну роботу вузлів тертя в опорах роторів ГТД. Крім змащування поверхонь масло-система забезпечує відведення теплоти, що виділяється при терті та передається від прилеглих нагрітих деталей, захист поверхонь від корозії, видалення з вузлів тертя продуктів зносу деталей і коксування масла [1]. У авіаційних ГТД частіш за все застосовуються циркуляційні масляні системи. У таких системах олива рухається замкнутим контуром та використовується багаторазово для змащення і охолодження деталей двигуна. Через особливості робочого процесу в масляній порожнині опори ротора [2] в маслосистемі рухається не однофазна олива, а її суміш з повітрям, що суттєво впливає на перебіг теплогідрравлічних процесів [3]. Тому при проектуванні масляної системи та її елементів слід враховувати цю особливість. Значною мірою це стосується магістралі відкачування, яка включає обладнання для відкачування та охолодження оливи.

У доповіді розглядаються особливості робочого процесу у магістралі відкачування масляної системи авіаційного газотурбінного двигуна, наводяться підходи до моделювання теплових та гідрравлічних процесів, що базуються на теорії механіки багатозфазних середовищ [4], [5].

Мета роботи. Формування моделі робочого процесу в магістралі відкачування масляної системи авіаційного ГТД з огляду подальшого її використання для обґрунтованого вибору параметрів елементів, удосконалення підходів до проектування та визначення характеристик маслосистеми.

Загальна частина. Ефективність та надійність роботи ГТД в значній мірі визначається досконалістю маслосистеми, що має забезпечувати подачу оливи до вузлів тертя при будь-яких умовах експлуатації і в широкому діапазоні режимів роботи двигуна. Вирішення задачі зниження енергоспоживання маслосистеми без втрати показників надійності вимагає використання адекватних моделей процесів в її елементах.

Наявність двофазного потоку оливо-повітряної суміші суттєво ускладнює моделювання. Структура двофазного потоку змінюється по всьому контуру маслосистеми. У нагнітаючому контурі доля повітря мала і можливий лише бульбашковий режим течії. У магістралі суфлювання, навпаки, мала об'ємна доля оливи і потік має, як правило, дисперсну або дисперсно-кільцеву структуру. Найбільш складною для моделювання є магістраль відкачування, так як газоміст потоку може змінюватись від 0,1 до 0,8. Тому тут можливі практично всі режими течії двофазного потоку: пінний, розшарований, снарядний або бульбашковий. Це суттєво впливає на перебіг теплогідравлічних процесів у магістралі відкачування та її елементах. Відповідно до режиму течії змінюються співвідношення [4], [5] для розрахунку градієнту тиску та, як наслідок, вирази для швидкості звуку, яка визначає критичну витрату потоку. Наявність повітря також знижує коефіцієнт тепловіддачі. Зазначене вище впливає на перебіг процесу відкачки та охолодження оливи.

Висновки. Використовуючи теорію механіки багатофазних середовищ у роботі розглянуті підходи до моделювання робочого процесу у магістралі відкачування масляної системи авіаційного ГТД. Показано, що низькі значення рівноважної швидкості звуку двофазного потоку оливо-повітряної суміші можуть змінити характер течії та привести до виникнення критичних режимів вже при швидкості потоку 10 – 20 м/с. Також показано, що наявність повітря знижує теплопередачу при охолодженні оливи. Зазначене вище слід враховувати при виборі продуктивності відкачуючого насоса і прохідних перерізів відповідних трубопроводів, а також при проектуванні маслорадіаторів маслосистем, де відокремлювач повітря встановлено після маслорадіатору.

Список літератури:

1. Дуаиссиа О. Х. А. Features Of Heat Transfer In The Gas Turbine Engine Bearing Chamber/ О. Х. А. Дуаиссиа, Т. П. Михайленко // *Aerosp. Tech. Technol.* – 2018. – DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2018.6.03>.
2. Douaissia O. H. A. Investigation numerique d'un ecoulement diphasique dans une cavite de palier d'un moteur aeronautique / О. Н. А. Douaissia, Т. Mykhailenko, F. Saidi, B. Imine // *Communication Science & Technology.* – 2018. – No. 21. – P. 1–10.
3. Дуаиссиа О. Х. А. К вопросу моделирования тепловых процессов в масляных полосах опор ротора ГТД / О. Х. А. Дуаиссиа, Т. П. Михайленко, И. И. Петухов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2016. – № 1(128). – С. 53–57. – ISSN 1727-7337.
4. Нигматулин Р. И. Динамика многофазных сред. Ч.1 / Р. И. Нигматулин. – Москва : Наука, 1987. – 464 с.
5. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения / Г. Уоллис. – Москва : Мир, 1972. – 436 с.

УДК 629.7.036.3

ПЕТУХОВ І. І.^{1*}, КОВАЛЬОВ А. В.², МИХАЙЛЕНКО Т. П.³

**ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕНОСУ
В ПОВІТРЯНО-ОЛИВНОМУ СЕРЕДОВИЩІ КАМЕРИ
ПІДШИПНИКА ГТД**

¹ к.т.н., доцент, доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки, НАКУ «ХАІ», м. Харків, Україна.

² аспірант кафедри аерокосмічної теплотехніки, НАКУ «ХАІ», м. Харків, Україна.

³ к.т.н., доцент, доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки, НАКУ «ХАІ», м. Харків, Україна.

* e-mail: i.petukhov@khai.edu

Вступ. Ефективність проектування підшипникових вузлів у газотурбінних двигунах залежить від точності моделювання теплових процесів у камері підшипника. Складність таких процесів обумовлена наявністю двофазного повітряно-оливного потоку, що утворює нерівноважне середовище при обертанні. У ядрі потоку спостерігається повітряно-крапельна структура, яка переходить у пристінкову оливну плівку. Визначення коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки є ключовим завданням, але доступні методи або потребують значних обчислювальних ресурсів, як тривимірні CFD-моделі [1], або не враховують важливих фізичних процесів, як емпіричні залежності [2].

Мета роботи. Розробка цілісної математичної моделі робочого процесу у камері підшипника ГТД, яка враховує всі ключові фактори руху та теплообміну повітряно-крапельного потоку, а також пристінкової оливної плівки, що формується при осадженні крапель, з можливістю використання моделі в інженерних розрахунках.

Загальна частина. Теплопередача в камері підшипника ГТД здійснюється у двофазному потоці, де повітря та олива формують нерівноважну динамічну систему. Краплі оливи, що утворюються при аеродинамічному подрібненні, мають відповідні характеристики: температуру, розмір та вектор швидкості. Далі вони рухаються від місця витоку до стінок камери, переносячи теплоту. Температура та вектор швидкості крапель змінюються в результаті взаємодії з повітрям. Розроблена модель включає у себе рівняння, які описують цей обмін, враховуючи геометричні та режимні параметри. Коли краплі досягають стінок, вони утворюють оливну плівку, яка безпосередньо впливає на тепловіддачу до внутрішньої поверхні камери. Товщина цієї плівки та швидкість її руху залежать також від кількості оливи, що надходить, і умов її відбору через вентиляційну та відкачуючи

магістралі. Особливістю моделі є детальний аналіз пристінкового шару, де використовується двозонна схема граничного шару для опису турбулентної плівки. Це дозволяє точніше моделювати гідродинамічні явища і забезпечує більш точне визначення коефіцієнту тепловіддачі до внутрішньої стінки камери підшипника, який є критично важливим при проектуванні підшипникового вузла та експлуатації ГТД [3], [4].

Висновки. Сформована двовимірною модель нерівноважного газорідного потоку в камері підшипника ГТД дозволяє врахувати основні геометричні та режимні параметри при визначенні коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки. Запропонований підхід є компромісом між тривимірними *CFD*-моделями та емпіричними залежностями. Модель забезпечує достатню для інженерних розрахунків точність і може бути додатково покращена шляхом експериментальної верифікації та використання результатів більш детального *CFD*-моделювання.

Список літератури:

1. ANSYS Fluent Theory Guide. Release 2021 R1.
2. Busam S. Internal bearing chamber wall heat transfer as a function of operating conditions and chamber geometry / S. Busam, A. Glahn, S. Wittig // J. Eng. Gas Turbines Power. – 2000. – No. 122(2). – P. 314– 320.
3. Petukhov I. Study of Oil Film Heat Transfer in Gas Turbine Engine Bearing Chamber / I. Petukhov, T. Mykhailenko, O. Lysytsia, A. Kovalov // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – 2021. – GT2021-58964, V001T01A008. – DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2021-58964>.
4. Петухов, І. І. Математичне моделювання пристінної оливої плівки в камері підшипника ГТД / І. І. Петухов, А. В. Ковальов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2023. – № 4. – С. 43–49.

**СЕКЦІЯ II «ГАЗОТУРБІННІ ТЕХНОЛОГІЇ, ГАЗОТРАНСПОРТНЕ
ТА ТЕПЛООБМІННЕ УСТАТКУВАННЯ»**

УДК 621.438

ЧЕРНОУСЕНКО О. Ю.^{1*}, ВЛАСЕНКО О. В.^{2*}

АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ БІОГАЗУ В ГАЗОВИХ ТУРБІНАХ

¹ д.т.н., професор, завідувачка кафедри теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна.

² Ph.D, асистентка кафедри теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна.

* e-mail: chernousenko20a@gmail.com.

Вступ. У багатьох країнах Європейського Союзу й світу біогаз є суттєвою складовою їх енергобалансу [1]. Традиційно біогаз використовується як паливо для котлів під час виробництва теплоти або для когенерації теплоти та електроенергії на комбінованій теплоелектростанції (ТЕС). На ТЕС електроенергія виробляється шляхом спалювання палива (природного газу або біогазу).

Біомаса є звичайним локальним джерелом енергії для галузей промисловості. Встановлення електростанції на біомасі для спалювання відходів є найкращим рішенням для закриття вхідного циклу заводу, при цьому одночасно скорочуються витрати на енергію та підтримується висока доступність електроенергії. Відходи біомаси є ефективним паливом і зазвичай характеризуються природним низьким рівнем викидів. Використання високоефективної турбіни також може призвести до збільшення економії на експлуатації, оскільки політика щодо навколишнього середовища та парникових газів стає все більш поширеною як на національному, так і на міжнародному рівнях [1].

Мета роботи. Провести аналіз використання біогазу в газових турбінах, а також порівняти роботу газової та парової турбіни на природному газі і біогазі.

Загальна частина. Парові турбіни для електростанцій на біомасі характеризуються високим коефіцієнтом корисної дії (ККД), відповідають останнім європейським вимогам щодо ефективності циклу та високої робочої гнучкості. Щоб відповідати цим вимогам, виробники газових турбін використовують широкий спектр уніфікованих компонентів, попередньо розроблених для цієї мети [2].

В роботі проведено розрахунок теплової схеми режиму для умов розташування майданчика будівництва державної районної електростанції. Визначено основні показники газової та парової турбін. В якості палива взято природний газ і біогаз. Біометан за нормальних умов є газоподібним

Тези доповідей XX Міжнародної науково-технічної конференції

«Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 26–27 грудня 2024 р.

паливом з теплотворною здатністю, близькою до природного газу (до 35 МДж/м³).

Розрахунок теплової схеми у даному випадку проводиться поетапно. У першому етапі проводиться розрахунок газової турбіни. Мета розрахунку визначити економічність газової турбіни за заданих параметрів навколишнього середовища з урахуванням технологічних зв'язків її з паровою турбіною.

Далі проводиться перевірочний розрахунок парової турбіни. Особливості розрахунку полягають у збільшенні витрати пари через циліндр середнього тиску (ЦСТ) та циліндр низького тиску (ЦНТ).

Розраховано основні параметри:

- електрична потужність ПГУ брутто та нетто;
- електричний ККД ПГУ брутто та нетто;
- питома витрата теплоти на вироблення електроенергії брутто та нетто;
- питома витрата умовного палива на відпустку електроенергії;
- витрати електроенергії та теплоти на власні потреби.

Аналізуючи розрахунки, очевидно, що питома теплота згоряння біогазу майже вдвічі менша за природний газ. Працюючи на біогазі, ККД газотурбінної установки менше на 8,5 %, ККД парогазової установки – на 7,5 %, ніж на природному газі.

Інфраструктура України вже на 100 % готова до транспортування біометану і енергетичного використання, оскільки біометан є повним аналогом природного газу. Залишаються незмінними газопроводи, газові котли, газові двигуни, газові електростанції, інше енергетичне обладнання, спроектоване для використання природного газу [3].

Висновки. Аналізуючи переваги використання біогазу, як альтернативу природному газу, в роботі наводиться розрахунок теплової схеми державної районної електростанції, яка працює на природному газі, також теплову схему порівняно за умов роботи на біогазі.

Список літератури:

1. Гелетука Г. Г. Перспективи виробництва та використання біогазу в Україні / Г. Г. Гелетука, П. П. Кучерук, Ю. Б. Матвеев // Аналітична записка Біоенергетичної асоціації України. – 2014. – № 11. – 42 с. – URL: <https://uabio.org/wp-content/uploads/2020/04/position-paper-uabio-11-ua.pdf> (дата звернення 05.05.2024).
2. Edenhofer O. Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation / O. Edenhofer, R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, K. Seyboth, P. Matschoss, S. Kadner, T. Zwickel, P. Eickemeier, G. Hansen, S. Schlömer, C. von Stechow. – New York : Cambridge University Press, 2012. – ISBN 978-1-107-02340-6.
3. Біогазові установки. Когенераційні установки, міні-ТЕЦ TESSARI Energia (Італія) на біогазі / Energy Systems-Ludger SC. – URL: <http://www.esludger.com.ua/uk/Kogeneratsiyni-ustanovki/kogeneratsijni-ustanovki-mini-tets-na-biogazi-biogazovi-ustanovki.html> (дата звернення 05.05.2024).

УДК 621.438-226.2:536.24

ШЕВЧУК О. В.^{1*}, ТАРАСОВА І.²

ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ ТВТ ЗА ДОПОМОГОЮ 1D-2D ПІДХОДІВ

¹ провідний інженер відділу турбін, ДП «Івченко-прогрес», м. Запоріжжя, Україна, аспірант кафедри турбінобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

² д.т.н., професор кафедри турбінобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

* e-mail: Oleh.Shevchuk@iee.khpi.edu.ua

Вступ. Процес оптимізації систем охолодження лопаток турбіни потребує ітерацій за багатьма параметрами (геометрія, розміри, площі і чисельність каналів охолодження тощо) [1]. Ці параметри можуть варіюватись в досить широких діапазонах і сильно впливати на систему охолодження.

Для проектування систем охолодження застосовуються спрощені моделі, за допомогою яких може бути отриманий тепловий стан тієї чи іншої деталі. Повні тривимірні моделі в теорії є більш точними, але не завжди підходять для процесу оптимізації, є затратними по часу і потребують 3D геометрію піддослідної системи [2]. Для того, щоб скоротити період проектування і підвищити ефективність проектування використовують комерційні або власні спрощені моделі, що засновані на аналітичних 1D методах розрахунку охолоджуючого плинку і емпіричних кореляціях, а також на 2D методах розрахунку температурного стану перерізу лопатки. Такі підходи можуть стати конкурентними 3D методам розрахунку навіть на пізніх стадіях проекту чи при оптимізації існуючих конструкцій.

Мета роботи. Оптимізація системи охолодження існуючої робочої лопатки турбіни виского тиску (ТВТ) у двовимірній постановці для аналізу можливості забезпечення ресурсу лопатки у 6000 годин при збільшенні температури газу на вході в турбіну.

Загальна частина. Розрахунковий ресурс робочих лопаток ТВТ становить 12500 годин. При рішенні задачі підняття температури газу перед турбіною більш ніж на 40 градусів і температури охолоджуючого повітря на 18 градусів запаси міцності існуючої лопатки не відповідали мінімально необхідним для забезпечення ресурсу 6000 годин. Тобто при вищевказаному підвищенні рівня температур розрахунковий ресурс знижується більше ніж у двічі. Для забезпечення ресурсу 6000 годин з'явилась необхідність модернізувати систему охолодження існуючої робочої лопатки для отримання мінімально необхідних запасів міцності. Особливістю роботи є те, що зміни конструкції мають бути не суттєві, так як технологія виготовлен-

ня лопатки має бути максимально збережена.

Так як максимально напруженим з точки зору міцності даної лопатки є середній переріз, то було вирішено модернізувати плівкове охолодження в центральному поясі лопатки.

Внутрішня система охолодження і параметри плівкового охолодження розраховувались за допомогою 1D аналітичних методів розрахунку. Дані з 1D розрахунку використовувались для визначення 2D теплового стану лопатки. Серед декількох розглянутих варіантів схем плівкового охолодження був обраний максимально ефективний варіант, що знижує середню по площині температуру перерізу на 19 градусів без збільшення витрат повітря.

Наступним кроком розрахунку лопатки є сполучений квазітривимірний тепловий розрахунок (СНТ) за допомогою програми Thermal Hydraulic Analysis. Даний розрахунок може враховувати деякі тривимірні явища (наприклад теплові потоки від отворів системи охолодження, обмін тепла між поясами моделі чи ін.). Був отриманий сполучений розрахунок лопатки базового профілю системи охолодження за допомогою 1D мережевої моделі і 2D температурного стану п'яти поясів лопатки по висоті. Зроблена валідація квазітривимірної моделі з базовим 2D розрахунком. Виконуються роботи з подальшої оптимізації системи охолодження.

Висновки. У ході початкового етапу оптимізації системи охолодження визначений перспективний варіант геометрії лопатки. Подальша квазітривимірна модель лопатки, що верифікована за результатами експерименту і 2D розрахунками дозволить підвищити точність розрахунку теплового стану лопатки з урахуванням деяких тривимірних явищ.

Список літератури:

1. Kainz M. Efficient modelling of blade cooling using a hybrid 1D-3D approach / M. Kainz, V. Britz, B. D. Toit, J. C. Morales // The American Society of Mechanical Engineers (ASME). Turbo Expo 2024. – No. GT2024-123956. – DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2024-123956>.
2. Hunt D. Modelling conjugate heat transfer within a gas turbine secondary air system using thermo-fluid system simulation / D. Hunt, Y. Yuan // The American Society of Mechanical Engineers (ASME). Turbo Expo 2020. – No. GT2020-14202. – DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2020-14202>.

**СЕКЦІЯ ІІ «ПРОБЛЕМИ УДОСКОНАЛЕННЯ
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ»**

УДК 621.6

ЛИСИЦЯ О. Ю.^{1*}, ПЕТУХОВ І. І.²

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ ВОДНЮ З ПОВІТРЯМ В ЕЛЕМЕНТАХ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ВОДНЕВОГО ГТД

^{1, 2} к.т.н., доцент, доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки, НАКУ «ХАІ», м. Харків, Україна.

* e-mail: a.lisitsa@khai.edu

Вступ. Водень в якості палива для наземного транспорту та літаків має значні перспективи. Це зумовлено необмеженими запасами водню, його екологічністю, високою теплою згорання, забезпеченням високих коефіцієнтів тепловіддачі в якості холодоносія. Наряду з цим через малу густину, високу стиснюваність, низьку температуру в рідкому стані, а також широкий діапазон вибухонебезпечних концентрацій водню в повітрі вимоги до водневих систем дуже високі. Особливо гостро стоять питання пожежобезпечності системи подачі водневого палива в ГТД, оскільки система доволі розгалужена і контактує з оточуючим повітрям.

Мета роботи. Визначити особливості потокорозподілу в елементах системи подачі палива, де можливе змішування повітря й водню внаслідок пошкодження елементів конструкції.

Загальна частина. В роботі розглядаються процеси змішування повітря й водню, що витікає внаслідок розриву трубопроводу або теплоізоляційного корпусу системи паливоподачі в навколишнє повітряне середовище. Задача розв'язується засобами *CFD*-моделювання. Процес змішування потоків моделюється шляхом розв'язання системи рівнянь збереження маси, імпульсу та енергії з додаванням конвективно-дифузійного рівняння. Модель Realizable *k-ε* використовується для опису турбулентності.

Задача вирішується у тривимірній стаціонарній і нестаціонарній постановках. Моделюються варіанти з різними швидкостями потоку змішуваних середовищ, а також умовами вентиляції (відсутність руху повітря, вертикальне чи горизонтальне його переміщення).

Висновки. Аналіз результатів показав, що у випадку відсутності вентиляції струмінь водню має форму циліндра, при витраті водню 1–12 г/с діаметр циліндра 0,3–0,4 м. Вимушена вентиляція знизу вгору є більш ефективною. Для витрати водню до 12 г/с достатньо швидкості повітря 0,2 м/с, щоб вибухонебезпечну концентрацію водню мати лише в ядрі потоку. У випадку бічної вентиляції швидкість повітря має бути значно вищою і сягати 4 м/с для витрати водню 12 г/с, та 2 м/с для витрати водню 5 г/с.

УДК 536.2

**РАЧИНСЬКИЙ А. Ю.^{1*}, ЧЕРНОУСЕНКО О. Ю.²,
БАРАНИЮК О. В.¹**

ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН БАРАБАНУ КОТЛА ТИПУ ДКВР

¹ к.т.н., доцент, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики «КПІ ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна.

² д.т.н., професор, завідувачка кафедри теплової та альтернативної енергетики, «КПІ ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна.

* e-mail: arturrachinskiy@gmail.com

Вступ. Незважаючи на перехід до безвуглецевої енергетики, спалювання вуглеводневого палива залишається значним джерелом енергії. Тому модернізація котлів для зменшення шкідливих викидів є актуальною задачею. В сучасних умовах експлуатації застарілих парових котлів типу ДКВР, що широко використовувалися в 60–70-х роках, виникає низка проблем, які впливають як на їхню ефективність, так і на надійність роботи. Для продовження експлуатації котлів після вироблення їхнього ресурсу робочий тиск знижено до 0,6–0,8 МПа, а іноді підтримується на рівні 1–2 атмосфер. Такий низький тиск знижує температуру насичення, що негативно впливає на циркуляцію теплоносія, підвищуючи частку пароутворення, крім того можливе утворення накипу в екранних трубах, збільшуючи ризик перепалювання. При роботі на низькому тиску (1–3 атм) виникає ризик пароутворення в чавунних водяних економайзерах. Це змушує відключати економайзери, що погіршує теплову ефективність котлів.

Мета роботи: визначення термонапруженого стану барабану котла типу ДКВР-10-13.

Загальна частина. Дослідження виконувалось шляхом моделювання багатокомпонентних сумішей у середовищі програмного комплексу *ANSYS-Fluent*. Першим кроком створення *CFD*-моделі є розробка геометричної моделі. Геометрична модель водогрійного котла типу ДКВР-10-13, побудована згідно креслеників, опублікованих на сайті [1].

Як керуючі рівнянь, що використовуються в математичній моделі процесу є рівняння нерозривності, Нав'є-Стокса для течії в'язкої рідини, що стискається, зі змінними властивостями, рівняння енергії та рівняння збереження компонентів суміші [2], що вирішується чисельними методами в середовищі *ANSYS-Fluent*. При процесі моделювання також використовувалася стандартна методика *ANSYS-Fluent* для прогнозування утворення NO_x . А саме, розраховувалась генерація як теплових, так і швидких NO_x .

Стандартна методика *ANSYS-Fluent* враховує турбулентному-хімічну взаємодію дозволяє обчислювати освіту NO_x з урахуванням впливу турбулентних пульсацій на усереднені за часом швидкості реакції. Для прогнозування концентрації радикала O , необхідної для прогнозування теплового NO_x використовується модель часткової рівноваги. Як алгоритм рішення обраний неявний алгоритм встановлення (*Pressure Based Implicit*). Розрахунок зроблений в стаціонарній постановці (*Steady*).

Як розрахункову модель автори використовували *Realizable k- ϵ* модель турбулентності в модифікації *realizable* оскільки вона розроблена для потоків, що містять струмені.

Як граничні умови на непроникних стінках задавалося умова рівності нулю всіх компонентів вектору швидкості і задавався нерівномірний розподіл температури на поверхні стінок. Для його визначення задавався температурний напір між нижнім роздатковим колектором і барабаном, що вибирався з паспортних характеристик котла.

На вході в розрахункову область задаються масова витрата (*Massflow inlet*) і температура. На виході – статичний тиск (*Pressure outlet*).

Висновки. Температурне поле стінки барабану, яка контактує з розжареними газами, що рухаються в паливні котла оснащеної струменевонапішевими пальниками, у яких паливо подається через ряд круглих отворів в діапазоні 358 °C – 388 °C, це свідчить про більш сприятливі умови для забезпечення міцності барабану.

Найбільша напруга виникає поблизу ослаблюючих отворів діаметром 100 мм. Поблизу ряду отворів, що розташовані в шаховому порядку і відповідають трубам бічних екранів напруга досягає лише 25 МПа.

Результати показали, що паспортної товщини стінки 10 мм для барабана котла ДКВР-10-13 як при номінальному так і при 60 % тепловому навантаженні цілком достатньо, щоб забезпечити міцність барабану.

Список літератури:

1. Energetik. Steam boilers: boilers series DKVr with a pressure up to 1,3 MPa (gas, liquid, coal) DKVR-4-13, DKVR-6,5-13, DKVR-10-13, DKVR-20-13 [Електронний ресурс]. – URL: https://energetik.ua/en/catalog/parovi_kotly/dkvr-1-3/ (дата звернення 11.12.2024).
2. ANSYS FLUENT 14.5 Theory Guide / ANSYS Inc. // ANSYS Help. – 2012. – URL: <https://ansyshelp.ansys.com> (дата звернення 11.12.2024).

УДК 621.438

**БАРАНИЮК О. В.^{1*}, ЧЕРНОУСЕНКО О. Ю.²,
РАЧИНСЬКИЙ А. Ю.¹**

CFD МОДЕЛЮВАННЯ В ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ В ПАЛИВНІ КОТЛА ГМ-50 (Е-50-3,9-440ГМ)

¹ к.т.н., доцент, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики, НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна.

² д.т.н., професор, завідувач кафедри теплової та альтернативної енергетики, НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна.

* e-mail: AleksandrW@i.ua

Вступ. Прагнення України інтегруватися в Європейський Союз вимагає підвищення екологічних стандартів для об'єктів, які використовують викопне паливо. Згідно Директиви 2010/75/ЄС, підприємства повинні модернізувати свої виробництва з впровадженням екологічно чистих джерел енергії та обладнання, що мінімізує викиди забруднюючих речовин. Особливо перспективним у вирішенні цього виклику є орієнтація на вітчизняні технології. Адже розвиток та впровадження вітчизняних технологій не тільки сприяє покращенню екологічних показників та підвищенню енергоефективності, але й підтримує національних виробників, що має важливе значення для економіки країни. Цей підхід дозволяє знизити залежність від імпорту та забезпечити стійкий розвиток галузі теплоенергетики в Україні.

Мета роботи: обґрунтувати доцільність заміни штатних пальників на пальники, що побудовані на основі струменево-нішевої технології, в енергетичних котлах, наприклад, таких як паровий котел ГМ-50 (Е-50-3,9-440ГМ).

Загальна частина. Для досягнення мети роботи була розроблена комп'ютерна модель парового котла і штатних пальників [1]. Дослідження проводили за допомогою пакету програм *ANSYS Student*. Застосування методу чисельного моделювання з використанням програмного комплексу *ANSYS Student* дозволило провести детальний аналіз процесу спалювання палива в паровому котлі, оцінити його ефективність та вивчити вплив на екологічні показники. Об'єктом дослідження були процеси, що відбуваються при спалюванні газоподібного палива та їх вплив на показники роботи енергетичного котла ГМ-50. Предметом дослідження була *CFD* паливна модель котла ГМ-50, штатні пальники якого здатні працювати як на рідкому, так і на газоподібному паливі. Як паливо використовувався метан. В якості пальників використовувалися як звичайні осьові пальники, так і більш екологічні пальники, побудовані на основі струминно-нішевої

технології. Верифікація моделі *CFD*, яка проходила за відомою аналітичною методикою, показала, що розбіжність між значеннями аналітичних розрахунків і модельними розрахунками не перевищує 6,7 %. Як параметр порівняння обрано середню температуру димових газів у вікні-фестоні. Аналітично отримано значення температури 1117 °С. Розрахунок за моделлю *CFD*, розробленою в середовищі *ANSYS-CFX*, свідчить, що значення температури має бути 1042 °С. Визначено, що звичайні пальники менш екологічні, ніж, наприклад, сучасні струменево-нішеві [2]. Так, для коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 1,2$ середнє значення оксидів азоту на виході з палива становить 187 ppm. Очікується, що при використанні пальників побудованих на основі струменево-нішевої технології для використання у такому типі котла вважаємо найбільш перспективним через низький рівень викидів оксидів азоту отриманих на лабораторних стендах.

Висновки. На основі аналізу літератури встановлено, що в Україні достатньо багато паливо-використовуючого обладнання, що орієнтоване на спалювання природного газу і яке потрібно модернізувати. Найдешевшим способом визначення перспективи модернізації обладнання є комп'ютерне моделювання процесів, що можуть мати місце до або після модернізації. Згідно літератури визначено, що своєрідним стандартом комп'ютерних моделей паливовикористовуючого обладнання ТЕС є використання моделі перенесення компонентів (*Species Transport*). Дана модель має широке застосування щодо полум'я без і з попереднім перемішуванням палива і повітря. Найбільш популярною для розрахунків паливовикористовуючого обладнання є *k-ε* модель турбулентності зі стандартними пристінковими функціями.

Верифікація *CFD*-моделі, яка проводилась з використанням відомої аналітичної методики свідчить, що розбіжність значень аналітичних розрахунків і розрахунків моделі не перевищує 6,7 %. В якості параметра порівняння вибрана середня температура димових газів в «вікні фестона». Аналітично отримано значення 1117 °С. Розрахунок засобами *CFD*-моделі, свідчить, що це значення має становити 1042 °С.

Встановлено, що штатні пальники котла ГМ-50-1 є такими, що не відповідають нормам щодо викидів оксидів азоту та пропонуються їх заміна на струменево-нішеві.

Список літератури:

1. Абдулін М. З. Розроблення теплофізичних засад технологій спалювання палив з застосуванням струменево-нішевих систем : дис. ... док. техн. наук : 05.14.06 «Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика» / Абдулін Михайло Загреддинович ; Інститут технічної теплофізики НАН України. – Київ, 2019. – 390 с.
2. Chernousenko, O. Yu. CFD Modeling of the GM-50 (E-50-3.9-440GM) Boiler Furnace / O. Yu. Chernousenko, A. Y. Rachynskyi, O. V. Baranyuk // *Energotehnologii i Resursosberezenie*. – 2024. – No. 79(2). – P. 138–149. – DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.2.2024.10>.

Тези доповідей XX Міжнародної науково-технічної конференції

UDC 620.91

ELKIN YU. G.^{1*}, VOINOV O. P.²

ABOUT CURRENT PROBLEMS OF IMPROVING THERMAL ENERGY EQUIPMENT OF HEAT SUPPLY SYSTEMS

¹ Ph.D., Associate Professor, Head of the Department of Heat Supply and Ventilation, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, Odessa, Ukraine.

² Dr.D., Professor, Professor of the Department of Heat Supply and Ventilation, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, Odessa, Ukraine.

* e-mail: tg piv@ogasa.org.ua

Introduction. The district heating (DH) system in Ukraine is reducing its efficiency due to shortcomings in state policy in this area, wear and tear of networks, outdated equipment, and more. All this has led to the fact that many cities have already gotten rid of DH systems. However, the experience of European countries proves that it is DH systems that are the most effective if they contain innovative technological solutions and are stimulated by the state.

Purpose of this work is to consider the possibilities of increasing the efficiency of heat supply systems in the face of new challenges associated with war and climate change.

The common part. Since the late 1990s and before the war in Ukraine, we have lost about 45 % of centralized heat generation [1]. People are abandoning it and switching to autonomous heating. It has become economically inexpedient for communities that own heat and power utilities to maintain boiler houses and 70 % – 80 % worn-out DH systems. At the same time, new houses are not connected to DH. The more houses are disconnected, the more expensive the service becomes for those who remain in the DH system.

In wartime, this is unacceptable, as operators become more vulnerable to enemy fire, and consumers are less and less protected from sudden heat outages in winter [2]. Also, without DH, the country's transition from fossil fuel consumption to renewable energy sources will become virtually impossible, as it will require significantly larger financial investments and technical solutions.

Therefore, DH is the cheapest mechanism for achieving low-carbon and climate-neutral heating of cities, so it is impossible to abandon DH.

At the same time, radically different processes are taking place in the world. DH is not available in all European countries, as it requires huge initial investments, but countries that have DH are developing it and using effectively.

There are four generations of DH systems in the world: 1G – steam DH, 2G – Soviet DH, 3G – Scandinavian technologies (thermal points, heat meters), 4G – intelligent energy systems, which Europe is switching to [3]. Currently, 5G

is being developed – low-temperature networks, ultra-low-temperature and heating networks with a temperature close to the ambient temperature (heat pumps heat the coolant with a temperature of 10 °C to the desired temperature).

Currently, three generations of DH systems are used simultaneously in Ukraine – 2G hydraulic elevators; 3G heat points, 4G SCADA distributed generation systems. However, the most effective technology is energy distribution using a centralized network with distributed generation in it.

Our country is developing a national energy and climate plan. One of its goals is to achieve 40% use of alternative energy sources in heating. This task is difficult, since Ukraine currently relies on fossil fuels for heating. Therefore, Ukraine needs to rely on cooperation with international partners.

In particular, the experience of the EU and the USA in the use of heat pumps and technologies that ensure maximum efficiency of their use. The combination with geothermal solutions can provide the population with inexpensive heating in winter and effective cooling in summer, and contribute to the energy security of the country, because geothermal energy is constant.

The Ministry of Development of Communities, Territories and Infrastructure of Ukraine has developed a new State Target Economic Program for the energy modernization of heating and power utilities until 2030 according to best international practices [4].

The development of the heat supply sector in Ukraine will take place in three directions. The first involves the transition from centralized to moderately centralized heat supply with the development of decentralized sources, cogeneration or other installations using waste heat, in particular heat pumps. The second is increased investment, reduced losses in networks and energy efficiency on the part of the consumer. The third is the use of alternative energy sources.

Conclusions. The availability of DH simplifies and reduces the cost of the transition to climate-neutral heating. On the one hand, Ukraine has international obligations regarding decarbonization, and on the other hand, we must take care of the country's energy security. The use of heat pumps will increase the quality of DH and reduce its cost for consumers.

References

1. Tsentralizovana systema teplopostachannia po-yevropeisky / Ukrainska enerhetyka. – 02.10.2024. – URL: <https://ua-energy.org/uk/posts/yevropeitsi-otsynyly-perevahy-tsentralizovanoho-opalennia>.
2. Shcho proponuie hromadam Natsplan vidnovlennia Ukrainy: zhytlo, enerhoefektyvnist, tsentralizovane teplopostachannia / Ekoklub. – 09.08.2022. – URL: <https://ecoclubrivne.org/?s=tsentralizovane+teplopostachannia>.
3. Tsentralizovane teplopostachannia / Danfoss District Energy. – 09.08.2022. – URL: <https://assets.danfoss.com/documents/192363/AR397130606552uk-UA0101.pdf>.
4. Reforma teplopostachannia: yakym shliakhom pidemo / Ukrainska enerhetyka, 23.05.2024. – URL: <https://ua-energy.org/uk/posts/yevropeitsi-otsynyly-perevahy-tsentralizovanoho-opalennia>.

UDK 621.165

SIDORKIN I. D.¹, YEFIMOV O. V.²

**ANALYSIS OF THE FEATURES OF TECHNOLOGICAL
SCHEMES AND DESIGNS OF MODERN AND PROSPECTIVE
REACTOR INSTALLATIONS OF NUCLEAR POWER PLANTS
AND THEIR TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS**

¹ Ph.D. student, Chair of steam-generator Construction, NTU “KhPI”, Kharkiv, Ukraine.

² Sc.D. hab. (technic), Professor, Head of the chair of steam-generator Construction, NTU “KhPI”, Kharkiv, Ukraine.

Introduction. Nuclear energy is one of the key components of the energy system in many countries worldwide, meeting a significant portion of electricity demands. Its development is driven by the need to ensure energy security, minimize greenhouse gas emissions, and optimize electricity production costs. Modern trends in the design and operation of nuclear power plants (NPPs) aim to enhance the efficiency, reliability, and safety of reactor installations. Analyzing the features of technological schemes and designs of modern reactor installations helps identify key directions for their modernization and assess the potential of innovative solutions. This is especially relevant for Ukraine, given the ongoing public discussion on the prospects of constructing new nuclear power plant units at domestic NPPs: South Ukraine, Rivne, and Khmelnytsky.

The report includes an analysis of the main prevalent types and designs of reactors as well as an overview of innovative projects aimed at developing advanced water-water and small modular reactors.

Objective of the Study. To analyze the main features of technological schemes and designs of modern and prospective reactor installations of NPPs, as well as to evaluate their technical and economic indicators, which is a crucial step for the further development of nuclear energy and its adaptation to the challenges of the 21st century.

Main Body. Currently, reactors generate about 85% of global nuclear electricity. The primary design is the pressurized water reactor (PWR), where water in the primary cooling/heat transfer circuit is pressurized and heated to over 300°C, enabling steam generation in the secondary circuit. Less common boiling water reactors (BWR) produce steam in the primary circuit above the reactor core at similar temperatures and pressures. These designs are simpler but require heightened protection due to radioactivity in the primary circuit. Both types use water as a coolant and neutron moderator. A characteristic feature of these designs is the presence of a primary cooling circuit under very high pressure, passing through the reactor core, and a secondary circuit where steam

Тези доповідей XX Міжнародної науково-технічної конференції

«Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 26–27 грудня 2024 р.

is generated to drive the turbine. Another common type is the pressurized heavy-water reactor (PHWR), which typically uses natural uranium (0.7 % U-235) as fuel in oxide form, requiring a more effective moderator—heavy water (D₂O). The moderator is located in a large reservoir called the calandria, intersected by hundreds of horizontal pressure tubes that serve as fuel channels. The fuel is cooled by heavy water flowing under high pressure (approximately 100 times atmospheric pressure) in the primary cooling circuit, where temperatures usually reach 290 °C.

Small Modular Reactors (SMRs) are modern nuclear reactors with a capacity of up to 300 MWe per unit, about one-third of the capacity of traditional reactors. SMRs can produce large quantities of low-carbon electricity and are compact, occupy significantly smaller areas than traditional nuclear units, and allow factory assembly of systems and components for transport as a single unit to installation sites. These characteristics make SMRs a promising solution for producing clean energy with lower construction and operational costs compared to traditional large reactors. Current prospects for SMR deployment include the following key players: Nuscale (USA) in 2029-2030, AP100 (China) in 2026, South Korean SMART around 2030, and BWRX-300 (USA) with the largest electrical capacity among SMRs at 300 MWe, slated for launch in 2035.

Conclusions. Nuclear energy remains an integral part of the global energy system, providing low-carbon electricity generation, energy security, and economic efficiency. An analysis of modern reactor technologies indicates that traditional water-water reactors (PWR and BWR), heavy-water reactors (PHWR), and prospective small modular reactors (SMRs) each have distinct advantages and areas of application. SMRs are of particular interest due to their compactness, flexibility in use, and reduced construction and operational costs, making them attractive for the future of nuclear energy. However, their implementation requires resolving technical, economic, and regulatory challenges, especially within Ukraine's energy system. Drawing on the experience of global leaders in nuclear energy and further adopting innovative solutions will enable Ukraine to adapt its energy policy to the challenges of the 21st century, ensuring stability in the energy sector and minimizing environmental impact.

References:

1. Reactors and Steam Generators of NPP Units: Schemes, Processes, Materials, Designs, Models / O. V. Yefimov, M. M. Pylypenko, T. V. Potanina, et al. ; ed. by O.V. Yefimov. – Kharkiv: V Spravi, 2017. – 420 p.
2. Reactors – Report of the Collaborative Project COOL of the International Project on Innovative Nuclear Reactors and Fuel Cycles (INPRO), IAEA-TECDOC-1696 (May 2013).
3. The NURECAB webinar 'Small Modular Reactors' / M. Ricotti, 23.12.2024.

УДК 620.193.3

ЄФІМОВ О. В.¹, КАВЕРЦЕВ В. Л.², ЖИДЕЦЬКИЙ О. І.^{3*}

АНАЛІЗ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ СХИЛЬНОСТІ ДО КОРОЗІЙНО-ЕРОЗІЙНОГО ЗНОШУВАННЯ ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДОПОМІЖНИХ ТРУБОПРОВОДІВ АЕС

¹ д.т.н., професор, завідувач кафедри парогенераторобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

² к.т.н., доцент кафедри парогенераторобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

³ аспірант, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

* e-mail: a.zhidetskiy@gmail.com

Вступ. Найпоширенішим видом пошкоджень трубних елементів ферито-перлітних вуглецевих сталей є корозійно-ерозійне зношування. Механізми та причини виникнення корозійно-ерозійного зносу недостатньо вивчені навіть на контрольованих елементах трубопроводів.

На сьогодні накопичено велику кількість результатів експлуатаційного контролю трубопровідних систем АЕС з ВВЕР різними неруйнівними методами. Особливе місце посідають трубопроводи систем групи А і В, але у зв'язку з відмінністю вимог до технічного огляду, організацією контролю, періодичністю контролю до трубопроводів групи В зовнішнім діаметром 57 мм і менше, а також трубопроводів групи С ці трубопроводи набагато менш вивчені [1].

У доповіді викладено результати аналізу стану внутрішніх поверхонь допоміжних трубопроводів і запірно-регулювальної арматури.

Мета роботи. Розробка методики виявлення ознак корозійно-ерозійного зносу допоміжних трубопроводів. Запобігання незапланованим зупинкам обладнання через причини старіння. Розроблення цільових дій для виявлення та попередження руйнувань трубопроводів через корозійно-ерозійний знос з подальшим застосуванням при розробці програмного комплексу діагностування трубопроводів.

Загальна частина. Згідно з аналізом Технічних звітів про роботу енергоблоків Південно-Української АЕС з січня 1992 р. по жовтень 1993 рік можливо провести порівняльний аналіз стану металу за період часу, типових дефектів і виявлення найбільш схильних до ерозійно-корозійного зношування елементів допоміжних трубопроводів.

У результаті проведення аналізу експлуатаційного контролю складено перелік елементів і деталей трубопроводів машзалу на енергоблоці № 1, 2. До ерозійного зносу піддаються трубопроводи не тільки основні, але також у великій кількості допоміжні, такі як: напірні трубопроводи системи аварійної подачі живильної води в парогенератори; паропроводи від ПГ до стопорних клапанів; трубопроводи системи живильної води; Тези доповідей XX Міжнародної науково-технічної конференції

«Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 26–27 грудня 2024 р.

трубопроводи дренажів та інші. Усього – 109 ділянок, що містять відводи, згини, переходи, трійники, дроселюючі пристрої, блоки у вигляді секторів, прямих ділянок труб, штампозварні коліна [2].

Під час проведення прямих вимірювань було встановлено, що найбільше зношування спостерігається в місцях локальних найбільших швидкостей потоку, зокрема, в колінах і Т-подібних переходах трубопроводів. Щодо кавітації, то її вплив на розвиток аварії малоімовірний, хоча й не виключається повністю за деяких режимів експлуатації.

Слід звернути увагу, що ерозійно-корозійне зношування є слабким місцем вуглецевих (м'яких) сталей, які використовували як конструкційні матеріали для трубопроводів, зношування яких стає найістотнішим якраз у ділянці робочих температур трубопроводів 100 °С – 250 °С [4].

Досвід застосування альтернативних матеріалів показує, що стійкість деталей до зносу значно (у кілька разів) підвищується за наявності 1 % – 2 % Сг і Мо як легувальних елементів сталі. Тому, зокрема, в зарубіжних аналогах (Великобританія, США) виготовляють трубопроводи зі сталі, що містять 2,25 % Сг і 1 % Мо [3].

Безсумнівно є також вплив кисню у воді та водно-хімічного режиму на знос трубопроводів, який для м'яких сталей великий за рН нижче за 5 або між 7 – 9. І хоча на АЕС рН підтримується між 8,8 і 9,2, локальні коливання рН бувають, безсумнівно, на багато більше. Тому для обмеження шкідливого впливу середовища необхідна гарантована підтримка рН у межах 9,0 – 9,5.

Висновки. Ерозійно-корозійний знос трубопроводів виявився одним із найважливіших чинників старіння обладнання на всіх АЕС світу. У 1986 р. прояв цього процесу було зафіксовано на 34 блоках АЕС США, і він став вимагати цільових дій щодо його виявлення та попередження. Найрозумніший компроміс у вартості трубопроводу забезпечується використанням покриття товщиною 0,5 мм з нержавіючої сталі для трубопроводів досить великого діаметра (понад 100 мм) з вуглецевої сталі або застосуванням трубопроводів малого діаметра з нержавіючої сталі. Таку концепцію успішно реалізовано на низці АЕС, зокрема, у Швеції, внаслідок чого виявилось достатнім проводити інспекцію трубопроводів через 4 роки. Крім ефекту довговічності та стійкості трубопроводів спостерігається значне зменшення перенесення продуктів корозії [4].

Список літератури:

1. ПНАЭ Г-7-008-89. Правила будови і безпечної експлуатації устаткування і трубопроводів атомних енергетичних установок.
2. Технічні звіти про роботу енергоблоків Південно-Української АЕС із січня 1992 р. по жовтень 1993 рік.
3. Петров Л. М. Корозійно-механічне руйнування металів і сплавів / Л. М. Петров, Н. Г. Сопрунук. – Київ : Наукова думка, 1991.
4. Bhushan B. Principles and applications of tribology / B. Bhushan. –New York : A Wiley-Interscience Publication, 1999. – 1019 с.

УДК 621.438

**ЄФІМОВ О. В.¹, КАВЕРЦЕВ В. Л.², ПОДОБІН А. В.^{3*},
ЧИЖИК О. В.⁴**

МЕТОДИ АДАПТАЦІЇ МАТЕРІАЛІВ ЄВРОПЕЙСЬКИХ ВИРОБНИКІВ ДО ВИКОРИСТАННЯ НА ЕНЕРГЕТИЧНОМУ ОБЛАДНАННІ ТЕС ТА АЕС УКРАЇНИ

¹ д.т.н., професор, завідувач кафедри парогенераторобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

² к.т.н., доцент, доцент кафедри парогенераторобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

³ аспірант, аспірант кафедри парогенераторобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

⁴ аспірант, аспірант кафедри парогенераторобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

* e-mail: Ktp.pmd.podobin@gmail.com

Вступ. Як Вам відомо Україна, кожен її громадянин та кожне її підприємство наразі перебуває у стані війни та разом з майже всіма країнами світу вживаються необхідні заходи для здійснення підтримки нашої держави та підтримки її відданих захисників, які першочергово протидіють воєнній агресії.

В той же час, ми розуміємо, що підтримка роботи української енергетичної сфери та всіх існуючих у ній підприємств – важливе завдання для забезпечення економічної спроможності нашої країни протистояти викликам цієї війни. Навіть у поточних надскладних умовах Держава здійснює поступні кроки для підтримки підприємства, що опинились у скрутних умовах, а завданням будь-якого підприємства енергетики є енергонезалежність, а тим самим обороноздатність України.

Після початку військових дій в Україні з російською стороною були закінчені всі ділові відносини, а також постачання в бік України виробів та матеріалів російського походження. Майже всі енергетичні блоки, які були побудовані за часів радянського союзу, використовували марки сталей згідно: ТУ 14-3-460, ГОСТ 380, ГОСТ 1050, ГОСТ 5520 та ін. На сьогоднішній день продукцію по технічним умовам радянських часів можуть виготовлювати лише декілька виробників України та близького заходу, які в свій час на можуть закривати усі потреби ремонтних та відновлювальних програм енергетичного комплексу України.

У доповіді викладені методи, за рахунок яких можливо використовувати вироби з марок сталей Європейських та Американських виробників для ремонтних та відновлювальних програм ТЕС та АЕС.

Мета роботи. Аналіз марок сталей та виробів із них (труби різних марок сталей та діаметрів) Європейських та Американських виробників для можливості використання при проведенні ремонтних програм та відновлення пошкодженого обладнання ТЕС та АЕС.

Загальна частина. До теперішнього часу міжнародні організації по стандартизації не виробили єдину систему маркування сталей. У зв'язку з цим існує ймовірність у помилці при замовленні необхідної марки сталі і як наслідок порушення якості виробу. Наявність широкого асортименту сталей та їх сплавів, що виготовляються в різних країнах світу обумовлює необхідність їх ідентифікації, але відсутність єдиної системи маркування створює певні ускладнення. Тому нами проведено коротку систематизацію найбільш розповсюджених типів марок сталей, що застосовуються у енергетичній сфері.

В США існує декілька систем позначення металів і їх сплавів в наслідок декількох організацій по стандартизації: AMS, ASME, ASTM, AWS, SAE, ACJ, ANSI, AJS.

Європейська система позначення сталі регламентована стандартом EN 10027. Перша частина стандарту визначає порядок найменування сталей, а друга – присвоєння сталям порядкових номерів.

На сьогодні в Україні відбувається гармонізація прийнятої раніше системи марок сталей згідно ГОСТів з новими стандартами ДСТУ EN.

Марки сталей з різними типами умовного позначення повинні відповідати потрібним технічним і механічним властивостям матеріалів, що застосовуються в енергетичному обладнанні зі збереженням таких показників як: модуль пружності, допустимі напруження, межі пластичності, та інші – для заданих параметрів робочого середовища.

Після обрання необхідної марки сталі і асортименту елементів енергетичного обладнання, що працюють під тиском, необхідно виконати розрахунок на міцність згідно діючих стандартів України (ОСТ 108.031.08, ОСТ 108.031.09–85, РТМ 24. 038.08-72, ОСТ 108.901.102-78).

Для прикладу коректного вибору марок сталей міжнародних виробників в таблиці наведено низку аналогів найбільш розповсюджених сталей, що застосовується при проектуванні енергетичного обладнання.

Таблиця 1 – Аналоги марок сталей різних виробників

Україна	Євронорми EN		Німеччина DIN		США
Ст3сп	S235JRG2, S235J2G3		St 37-2		A 284(D) (ASME)
Ст20	C22E	11 151	10 402	C22/Cr22	1020 (ASME)
15ХМ	13CrMo45	—	17 335	13CrMo44	A 182, A 213
12Х1МФ	—	—	14MoV63		—
12Х18Н10Т	—	—	X6 Cr Ni Ti 18 10		321

Висновки. Для коректного і безпечного застосування аналогів марок сталей міжнародних постачальників, слід на державному рівні виробити довідник відповідності сталей не лише за хімічним складом а і за механічними властивостями матеріалів. Що дозволить безпечно і ефективно застосовувати дані аналогічні сталі і вироби з них, при проектуванні і ремонту обладнання ТЕС та АЕС.

Список літератури:

1. ДСТУ EN 10020:2007 Сталі. Визначення й класифікація.
2. Хорольський Д. Ю Довідник по металопрокату / Д. Ю Хорольський // Київ : Метталлика, 2005. – 722 с. – ISBN 966-96345-6-3.

УДК 621.564.2

ЗАРУБА Г. Г.^{1*}, ХМЕЛЬНЮК М. Г.²

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЗМІШУВАННЯ ХОЛОДОАГЕНТІВ R744 ТА R600A В КАСКАДНОМУ ТЕПЛОВОМУ НАСОСІ НА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ

¹ аспірант кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря, ОНТУ, м. Одеса, Україна.

² д.т.н., професор кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря, ОНТУ, м. Одеса, Україна.

* e-mail: hlib.zaruba@gmail.com

Вступ. Енергозбереження та екологічна безпека систем опалення та охолодження стають ключовими завданнями в умовах переходу на чисту енергетику до 2050 року та виконання міжнародних кліматичних зобов'язань [1]. Сучасні розробки зосереджені на підвищенні енергоефективності обладнання, особливо каскадних теплових насосів, з використанням природних холодоагентів, таких як CO₂, аміак і вуглеводні, які демонструють більшу ефективність в енергозбереженні, стабільності нагріву води та отриманні високих температур [2], [3]. Суміші холодоагентів можуть подолати певні обмеження окремих робочих речовин, знижуючи робочий тиск, розширюючи діапазон застосування і підвищуючи коефіцієнт перетворення (*COP*). Ці технології сприяють сталому розвитку, мінімізації впливу на навколишнє середовище та досягненню кліматичних цілей.

У доповіді викладено результати розрахунків математичної моделі каскадного теплового насоса з використанням сумішей та чистих природних холодильних агентів R744 та R600a.

Мета роботи. Визначити вплив змішування R744 та R600a у контурах каскадного теплового насоса та знайти оптимальні пропорції суміші для низькотемпературного (*LTC*) і високотемпературного (*HTC*) контурів, які забезпечують максимальний *COP* системи.

Загальна частина. Систему було змодельовано в інтегрованому середовищі розробки *PuCharm* з використанням мови програмування *Python* версії 3.11. Для отримання даних про властивості робочих сумішей використовували програму *NIST Refprop* 10.0, що забезпечує точні термодинамічні параметри для різних холодоагентів та надає можливість моделювання їхніх сумішей.

Основою для аналізу слугувала розроблена математична модель каскадного теплового насоса. Для моделювання задавали фіксовані значення основних параметрів, включно з температурою конденсації в *HTC*, що до-

рівнює 60 °C, температурою випаровування в *LTC*, що дорівнює 0 °C, і температурним перепадом у каскадному теплообміннику, що дорівнює 4 K. Модель оптимізувала значення тисків кипіння і конденсації в кожному контурі на основі середньої температури процесів. Ця умова забезпечує узгодженість розрахунків і відповідають рекомендаціям Асоціація європейських виробників холодильних компонентів (*ASERCOM*) [4]. При розрахунках враховувався тільки субкритичний режим роботи, який забезпечує фазовий перехід робочої речовини у конденсаторі високотемпературного контуру.

Висновки. Проведене дослідження продемонструвало, що використання сумішей натуральних холодоагентів R744 і R600a в каскадних теплових насосах дає змогу суттєво підвищити *COP* системи, порівняно з використанням чистих холодоагентів. Оптимальне співвідношення компонентів суміші забезпечує ефективніший розподіл термодинамічних властивостей між контурами, що сприяє поліпшенню загальних характеристик системи.

За визначених оптимальних пропорцій суміші спостерігається зниження тисків у *HTC* і зростання тисків в *LTC*. Незважаючи на це, максимальний робочий тиск установки знижується, що робить експлуатацію системи безпечнішою. Також відзначено зростання об'ємної теплопродуктивності в *HTC*, що є додатковою перевагою для підвищення продуктивності системи в цілому.

Отримані результати підтверджують, що суміші R744 і R600a можуть стати ефективною альтернативою чистим холодоагентам, особливо в умовах переходу до стійких і екологічних рішень у сфері опалення. Для подальшої верифікації теоретичних даних необхідні більш деталізовані математичні моделі та проведення експериментальних досліджень, що дасть змогу уточнити параметри та підтвердити стабільність роботи таких систем у реальних умовах експлуатації.

Список літератури:

1. Outcome of the first global stocktake. – Dubai : UNFCCC, 2023. – 21 p.
2. Jung, H. W. Performance comparison between a single-stage and a cascade multi-functional heat pump for both air heating and hot water supply / H. W. Jung, H. Kang, W. J. Yoon, Y. Kim // International Journal of Refrigeration. – 2013. – Т. 36, № 5. – С. 1431–1441.
3. Aikins, K. A. Technology review of two-stage vapor compression heat pump system / K. A. Aikins, S.-H. Lee, J. M. Choi // International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. – 2013. – Т. 21, № 3. – С. 1330002.
4. Refrigerant Glide and Effect on Performances Declaration / ASERCOM. – URL: <https://www.asercom.org/wp-content/uploads/2021/01/Refrigerant-Glide-and-Effect-on-Performances-Declaration.pdf> (дата звернення 20.12.2024).

УДК 697.133

ПЕТРИК О. А.^{1*}, НАЗАРЕНКО І. А.², КУЗЬМЕНКО А. А.³

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНИХ СУМІШЕЙ НА
ВЛАСТИВОСТІ ШЛАКУ У ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ
АГРЕГАТАХ**

¹ к.т.н., доцент кафедри Електричні машини, НУ «Запорізька Політехніка», м. Запоріжжя, Україна.

² к.т.н., доцент, доцент кафедри Електричні машини, НУ «Запорізька Політехніка», м. Запоріжжя, Україна.

³ ст.викладач, кафедри Електричні машини, НУ «Запорізька Політехніка», м. Запоріжжя, Україна.

* e-mail: itemel17@ukr.net

Вступ. Пошук економії енергоресурсів та зниження собівартості виробництва, а саме палива, є однією з головних проблем сучасності. Високотемпературні агрегати є одними з найбільших споживачів палива. Витрати палива для нагрівання металу у високотемпературних нагрівальних колодязях та витратний коефіцієнт, яких підраховується після проходження прокатного переділу є однією з складових собівартості виробництва сталі.

При цьому, є багато факторів, що впливають на витрати палива та витратний коефіцієнт. Одним з таких факторів є шлак, що накопичується у комірках нагрівальних колодязів під час протікання основного технологічного процесу, тобто від нагрівання до нагрівання. Джерелами утворення шлаку є: окалина з поверхні металу, що нагрівається, тепловставки і засипки прибуткової частини злитка, а також частини зруйнованого вогнетривкого футерування стін і кришок нагрівальних колодязів.

Залежно від хіміко-мінералогічного складу шлак може перебувати у твердому (сипучому) або рідкому агрегатному стані.

Твердий стан речовин характеризується коливальним рухом частинок, частота та амплітуда, якого залежить від температури речовини, і відповідно від температури в комірці колодязя. З підвищенням температури амплітуда коливань збільшується, відбувається руйнування кристалічних ґрат і настає плавлення речовини, а потім і перехід його в рідкий агрегатний стан, що дозволяє його скачувати в шлакові чаші.

Дослідженню складу речовини (суміші), яке при взаємодії зі шлаком призведе до зниження його в'язкості і підвищення рідини, а отже, до можливого зниження температури в комірці при скачуванні, тривалості про-

гріву осередків і витраті палива на прогрів осередків і шлакові льотки, і присвячена.

Мета роботи. Вдосконалення складу речовини (суміші), яка при взаємодії зі шлаком призведе до зниження його в'язкості та підвищення рідини, а отже, до можливого зниження температури в комірці при скачуванні, тривалості прогріву осередків та витрат палива на прогрів осередків та шлакові льотки.

Загальна частина. Класичний процес завантаження шлаку в нагрівальних колодязях передбачає прогрівання порожніх осередків до температур понад $1370\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $1400\text{ }^{\circ}\text{C}$ з ізотермічною витримкою при заданій температурі протягом 30 – 40 хвилин з наступним спуском шлаку через шлакову льотку в шлакову чашу. При цьому на шлакову льотку постійно подається паливо (природний газ, наприклад) у кількості до $25\text{ м}^3/\text{год}$. Що дозволяє підвищити рідкоплинність шлаку і забезпечує його скачування.

Основною характеристикою рідкого агрегатного стану шлаку є в'язкість, що характеризує його внутрішнє тертя рідини. В'язкість розплавлених шлаків визначається будовою розплаву і силами взаємодії між окремими іонами. Внаслідок підвищення температури розплаву в'язкість його зменшується.

При одній температурі найбільшою в'язкістю відрізняється силікатний розплав із чистого SiO_2 (кварцовий розплав). Введення в нього оксидів FeO , CaO , MgO , Al_2O_3 призводить до розриву ланцюжків по кисню, що спричиняє падіння в'язкості розплаву.

Шматки шлаку, нагріваючись у колодязі, за певної температури розм'якшуються і плавляться. Першими плавляться з'єднання з низькою температурою плавлення. Це змінює механічні властивості шлаку: він деформується та ущільнюється під навантаженням. Така зміна механічних властивостей називається розм'якшуваністю. Показниками розм'якшення є температура початку розм'якшення та температурний інтервал розм'якшення. Визначення цих показників є основою загальноприйнятих методів дослідження теплових характеристик залізорудних матеріалів.

Розробка заходів, що полегшують шлаковидалення може йти за такими напрямками:

- використовувати подачу на подіну різні речовини (засипні суміші), які вбирали б легкоплавку фазу з подальшим її руйнуванням без утворення монолітних наростів на подині;
- використання флюсуючих добавок, які призводили б до розм'якшення шлаку при нижчих температурах.

У цій роботі запропоновано додати металізовані окатиші, які мають достатню механічну міцність, добре вбирають рідку фазу, легко видаляються з колодязя з подальшим використанням в металургійному переділі.

Дослідження проводилося при засипці окатишів на шлаковий бугор, який утворився на подині в комірці нагрівального колодязя. Температура в осередку збільшувалася від 900 °С до 1400 °С. При температурі 1000 °С на поверхні окатишів були помітні плями легкоплавких складових. Подальший підйом до температури 1300 °С змін не викликав. При температурі 1400 °С призвело до того, що окатиші почали зливатися зі шлаком. Подальша витримка при температурі 1400 °С – 1410 °С протягом 25 хвилин призвела до розм'якшення та розплавлення шлакового наросту на подині.

Висновки. Проведено дослідження взаємодії металізованих окатишів із шлаком. Отримано позитивні результати. Подальші дослідження необхідно провести при додаванні на подину суміші окатишів і вуглецевмісних добавок.

Список літератури:

1. Радченко Ю. М. Досконалення системи управління якістю спалювання палива в рекуперативних нагрівальних колодязях із пальником у центрі пода / Ю. М. Радченко, В. Ф. Сапов, В. І. Шибакінський, В. І. Іванов // Металургійна теплотехніка. – Вип. 1(16). – Дніпро : Нова ідеологія, 2009. – 184 с.
2. Гребельний В. І. Підвищення ефективності роботи нагрівальних колодязів прокатних цехів / В. І. Гребельний, І. В. Куликов. – Київ : Техніка, 2007. – 192 с.

УДК 620.267 : 621.039.58

***КРАВЧЕНКО В. П.¹, ВЛАСОВ А. П.², ВЛАСОВ Д. А.³,
ХИЩЕНКО М. П.⁴***

ДОДАТКОВІ ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ПРИ ПОВОДЖЕННІ З ВІДПРАЦЬОВАНИМ ЯДЕРНИМ ПАЛИВОМ В УМОВАХ ВІЙСЬКОВОГО ЧАСУ

¹ д.т.н., професор, завідувач кафедри атомних електростанцій, Національного університету «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна.

² провідний інженер кафедри атомних електростанцій, Національного університету «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна.

³ інженер 1-ї категорії кафедри атомних електростанцій, Національного університету «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна.

⁴ аспірант кафедри атомних електростанцій, Національного університету «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна.

* e-mail: kravchenko@op.edu.ua

Вступ. Енергетична незалежність України сьогодні багато в чому залежить від заходів по підвищенню рівня безпеки енергетичних об'єктів та удосконалення проектних рішень при поводженні з відпрацьованим ядерним паливом. При роботі реактора відпрацьовані тепловидільні збірки (ВТВЗ) періодично повинні вилучатися з активної зони і витримуватися в гермооболонці (ГО) при накопиченні їх в басейнах витримки (БВ) [1]. Звісно, що накопичення можливе лише за станом басейна витримки. Коли БВ повністю заповнений, виникає проблема. На жаль перемістити навіть на якийсь час ВТВЗ з одного басейну в басейн іншого блоку практично не можливо. Тому на АЕС України надто гостро постають питання своєчасного видалення з БВ в першу чергу тих збірок, які витримувалися більше 3 років, бо басейни витримки є вже не здатними до прийняття чергової партії ВТВЗ. Час витримки має бути більше трьох років, щоб потужність касети була менше 1 кВт. При цій потужності залишкове тепловиділення ТВЗ вже можна відводити не в БВ, а природною циркуляцією повітря [2]. Слід відмітити, що зі збільшенням глибини вигорання палива збільшується і необхідний час витримки в БВ.

Мета роботи. Удосконалення поводження з ВТВЗ через пропозицію використання додаткового сховища для ВТВЗ безпосередньо на АЕС.

Загальна частина. Пропонується для розгляду наступна стратегія поводження з ВТВЗ, яка заснована на постійному зберіганні ВТВЗ на АЕС:

1) витримка три-чотири роки в БВ;

2) подальша витримка ВТВЗ в додатковому БВ, який розташовується зовні гермооболонки (ГО) на території АЕС протягом приблизно 15 років. До стану, коли активність буде змінюватися дуже слабо;

3) завантаження ВТВЗ з додаткового БВ до контейнерів для витримки в сухому сховищі. Сухе сховище робиться критим, з дахом, на якому встановлюється труба, яка забезпечує більш інтенсивну циркуляцію повітря через контейнери. Закрите сховище дозволяє покращити умови зберігання контейнерів з ВТВЗ. Проектний термін використання бетонних конструкцій збільшується. На вході повітря в сховище доцільно поставити фільтр, що буде запобігати попаданню в контейнери пилу та пуху при цвітінні рослин;

4) після закінчення функціонування АЕС найбільш прийнятним варіантом є витримка основного обладнання для зниження рівня радіоактивності. Пропонується для витримки ВТВЗ використання приміщень ГО. Тобто контейнери із закритих сховищ переносяться до реакторного залу, де можуть складуватися в декілька ярусів. Час витримки може тривати до відправки на переробку.

Зазначимо, що практично єдиним місцем для розміщення додаткового басейну витримки з ВТВЗ всередині ГО є верхня зона транспортного коридору. Обґрунтуванням цього є також можливість підведення сюди короткої ланки системи охолодження для такого басейну

Далі для розміщення додаткового БВ з ВТВЗ може розглядатися тільки майданчики поза приміщень енергоблоку, а це значить, що виникає потреба використання додаткових засобів транспортування контейнерів з ВТВЗ по території АЕС.

Висновки. Проектне поводження з ВТВЗ реакторів типу ВВЕР передбачає попередню витримку ВТВЗ в БВ з періодичним вилучення їх з АЕС і перевезенням їх спеціальними вагонами на підприємства для попередньої переробки з наступним захороненням. З урахуванням військового часу перевезення ВТВЗ слід рахувати небезпечним. Можливість відправки ВЯП до центрального сховища не знімає проблему через близькість кордону. Запропоновано використання додаткового БВ, розташованого на території АЕС біля бризкальних басейнів, де ВТВЗ витримуються протягом 15–20 років.

Список літератури:

1. Поводження з відпрацьованим ядерним паливом на АЕС України. – URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%95%D0%BD%D0%B5%D1%80%D0%B3%D0%BE%D0%B0%D1%82%D0%BE%D0%BC> (дата звернення 12.12.2024).
2. Рудичев В. Г. Безпека сухого зберігання відпрацьованого ядерного палива / В. Г. Рудичев, С. В. Альохіна та інші ; під ред. Ю. М. Мацевитого та І. І. Залюбовського. – Харків, 2013. – 200 с.

УДК 66.045.1

ЮРКО В. В.^{1*}, АНДРУЩЕНКО Р. С.²

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАПИЛЕНОСТІ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ПЕТЛЕВОГО ПОВІТРОНАГРІВАЧА

¹ PhD, викладач теплотехнічних дисциплін, спеціаліст вищої категорії, ВСП «МФК ім. М.В. Гоголя» НУ ПП ім. Ю. Кондратюка, м. Миргород Україна.

² студент, ВСП «МФК ім. М. В. Гоголя», м. Миргород, Україна.

* e-mail: yurkovladyumr@ukr.net

Вступ. Застосування повітрянагрівача петлевого виконання дає можливість ефективно утилізувати теплоту відхідних високотемпературних димових газів і здійснювати нагрівання повітря, яке спрямовується в технологічний процес. Для створення петлевого повітрянагрівача розроблено спрощену дискретну методику розрахунку промислових процесів та запропоновано засоби для їх реалізації. За допомогою цієї методики можна аналізувати роботу апаратів та оцінювати їх ефективність в умовах значного запилення димових газів, схильних до налипання. Застосування петлевого повітрянагрівача у низці технологій металургійної, хімічної та інших галузей підвищує енергоефективність та конкурентоспроможність цих технологій.

Мета роботи. Удосконалення петлевих рекуператорів та аналіз їх роботи є актуальним для цілого ряду виробництв, пов'язаних з термічною переробкою матеріалів, при якій утворюється велика кількість пилу, схильного до налипання. Це, зокрема, притаманно технологічних процесів переробки твердих побутових відходів та вельц-процесів [1].

Загальна частина. Для вирішення зазначеної задачі була розроблена конструкція петлевого рекуператора з петлями з труб, що вільно висять, що дозволяє проводити їх струс для очищення від пилу [1] (рис. 1). Повітря, що нагрівається, подають усередину труб, а гази, що відходять, – на рекуператор. Вони проходять його наскрізь, перехресно омиваючи труби, розташовані у шаховому порядку. Повітрянагрівач такої конструкції може бути використаний як газоохолоджувач перед сухим газоочищенням дугових сталеплавильних, феросплавних та барабаних печей. Для спрощення процедури визначення ефективності повітрянагрівача використовуються методика та алгоритм дискретного розрахунку.

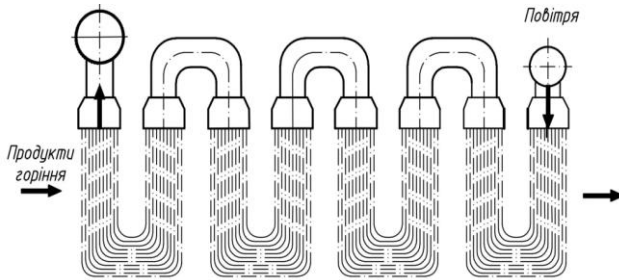


Рисунок 1 – Принципова схема петлевого повітрянагівача

Коефіцієнт ослаблення променів пиловими частинками:

$$K_{3\Pi} M_{\Pi} = \frac{4300 \rho_{\Gamma} M_{\Pi}}{\sqrt[3]{t_{\Gamma, \text{вих.}}} \varnothing_{\Pi}},$$

де $\varnothing_{\Pi}$ – розмір пилових частинок, мкм.

Оптична товщина продуктів згорання:

$$K_p S = S(K_{3\Pi} + K_{\Gamma r\Pi}),$$

$$\alpha_1 = 1 - e^{-K_p S},$$

де $K_{\Gamma r\Pi}$ – коефіцієнт ослаблення променів трьох атомними газами.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_B = 4,9 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{\Gamma} + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_3 + 273}{\bar{t}_{\Gamma} + 273} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_3 + 273}{\bar{t}_{\Gamma} + 273}}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з газової сторони:

$$\alpha_1 = (\alpha_B + \alpha_K) \xi.$$

Визначимо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{K_E \alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

При дослідженні впливу відкладень задавався діапазон запиленості димових газів від 10 до 50 г/м³. При цьому для кожного значення запиленості розмір пилових частинок змінювався в інтервалі 1 – 35 мкм (рис. 2).

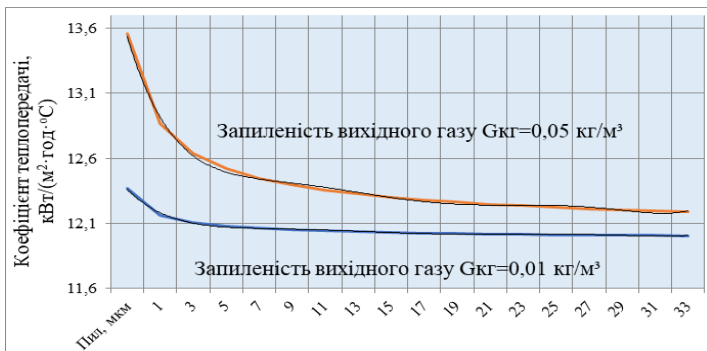


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта теплопередачі від розміру пилових частинок і запиленості димових газів

Визначений за допомогою розроблених розрахункових програм вплив ступеня запиленості димових газів та розміру пилових частинок на теплопередачу. При розмірі пилових частинок 50 мкм та запиленості димових газів 50 г/м^3 коефіцієнт теплопередачі становить $12,3 \text{ кВт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$, а при розмірі частинок 1 мкм – $13,31 \text{ кВт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$. У діапазоні зміни розміру частинок, що розглядається, коефіцієнт теплопередачі зростає в середньому на 7 % – 12 %.

Висновки. Проведені розрахунки, які показали вплив запиленості димових газів і розміру пилових частинок на теплопередачу. При дослідженні впливу в кожній схемі задавався діапазон запиленості димових газів від 10 г/м^3 до 50 г/м^3 . При цьому, при кожній запиленості змінювався розмір пилових частинок від 1 мкм до 35 мкм. Отримані залежності впливу запиленості і розміру пилових частинок на коефіцієнт теплопередачі випромінюванням, що в свою чергу впливає на коефіцієнт теплопередачі від газів до стінок труб, і, в результаті, на коефіцієнт теплопередачі, який визначає кількість переданого тепла. Зростання коефіцієнта теплопередачі випромінюванням при менших розмірах пилових частинок пояснюється тим, що розігріті пилові частинки до температури вище 700°С починають світитися і більше випромінювати тепла на поверхні нагріву.

Список літератури:

1. Yurko V., Improvement of methods for calculating thermal characteristics of loop air heaters / V. Yurko, A. Ganzha, O. Tarasenko, L. Tiutiunyk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2021. – Vol. 1, № 8. – P. 36–43.

УДК 621.438

ЮРКО В. В.^{1*}, ПРИТИКІН В. С.²

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЬНІ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ КТАНА-ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА

¹ PhD, викладач теплотехнічних дисциплін, спеціаліст вищої категорії ВСП «МФК ім. М.В. Гоголя» НУ ПП ім. Ю. Кондратюка, м. Миргород, Україна.

² студент, ВСП «МФК ім. М.В. Гоголя», м. Миргород, Україна.

* e-mail: yurkovladymyr@ukr.net.

Вступ. Котельні, залежно від теплового навантаження, втрачають із продуктами згоряння палива значну кількість теплоти 4 % – 12 %. Такі тепловтрати пояснюються тим, що температура димових газів, що залишають котел, становить 120 °С – 180 °С. Знижувати температуру нижче цієї межі не рекомендовано, оскільки буде досягтися температура точки роси димових газів і на хвостових поверхнях газового тракту випаде конденсат. З часом металеві поверхні нагріву почнуть кородувати. Одним з найбільш ефективних напрямків економії природного газу є використання теплоти продуктів згоряння для різних потреб, для потреб системи гарячого водопостачання чи теплопостачання. Досвід утилізації вторинних енергетичних ресурсів дозволяє застосовувати спеціальне теплотехнічне обладнання для глибокої утилізації тепла димових газів. Відсутність у продуктах згоряння природного газу, сполук сірки дає можливість застосовувати в якості теплоутилізаторів теплообмінні апарати контактного типу. Їх основною перевагою є можливість використання теплоти конденсації водяної пари, які містяться в димових газах. Це дозволяє підвищити коефіцієнт використання палива в котельному агрегаті.

Мета роботи. Визначити економічну ефективність котельні завдяки установки КТАНу-теплоутилізатора та визначення кількості зекономленого природного газу в котельні за рахунок глибокої утилізації теплоти димових газів.

Загальна частина. Контактний теплоутилізатор з активною насадкою є апаратом рекуперативно-змішувального типу, що призначений для нагрівання води до 50 °С для систем хімічного очищення води, технологічних потреб підприємств чи на потреби системи гарячого водопостачання. Конструкція КТАНів-утилізаторів складається з трьох основних елементів: зрошуючої камери; активної насадки із трубного пучка та сепараційного пристрою (рис. 1) [1].

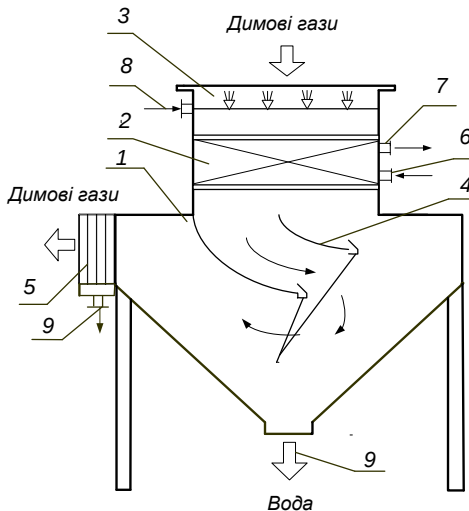


Рисунок 1 – Принципова схема КТАНа-теплоутилизатора:

1 – корпус; 2 – активна насадка; 3 – камера зрошення з форсунками;
4 – відцентровий сепаратор; 5 – жалюзійний сепаратор; 6, 7 – підведення та відвід води, що нагрівається; 8, 9 – підведення та відвід зрошувачої води

У контактному теплообміннику організується два незалежних потоки води – чистої, що підігрівається, – через активну насадку, та води, що нагрівається при безпосередньому контакті з димовими газами. Потік чистої води протікає усередині трубок активної насадки. Через систему зрошення, що являє собою блок форсунок, розпилюється вода. Потік води, яка зрошує, використовується для інтенсифікації передачі теплоти від димових газів до потоку чистої води.

Пучок труб виконує роль насадки, призначеної для створення розвиненої поверхні контакту води, що зрошує, і димових газів. Одночасно така поверхня, у середині якої циркулює вода, бере участь у теплообміні, і щодо цього вона є активною в порівнянні із традиційними насадками, які використовуються в контактних теплообмінниках інших конструкцій.

Теплота димових газів у насадці КТАНа передається воді, що нагрівається, двома способами: за рахунок безпосередньої передачі теплоти димових газів і зрошувачої води, а також за рахунок конденсації водяної пари, що міститься в димових газах, на поверхні насадки.

Типовий ряд КТАНів-утилізаторів теплоти димових газів розроблений для котлів, що працюють на природному газі. Принципова схема устаткування КТАНа в котельні представлена на рис. 2 [2].

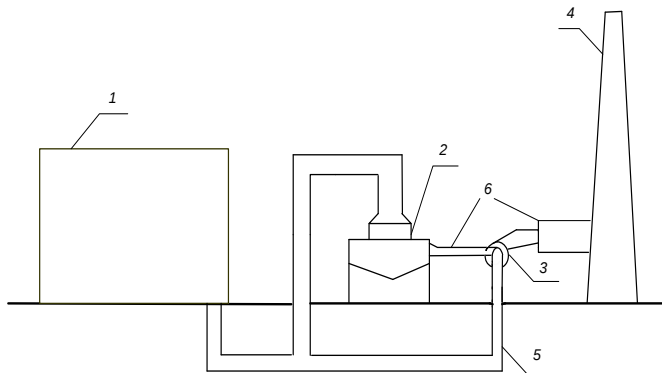


Рисунок 2 – Схема розташування КТАНа в котельні:

1 – котел; 2 – КТАН-теплоутилізатор; 3 – димосос; 4 – димова труба;
5 – обвідний газохід; 6 – газовий тракт

КТАНи-теплоутилізатори можуть бути використані для підігріву вихідної і хімічно очищеної води для живлення парових і водогрійних котлів та систем гарячого водопостачання. У котельнях, що працюють у закритих системах теплопостачання, залишок теплопродуктивності КТАНа може бути використаний для підігріву мережевої води системи ГВП [2].

Висновки. Рациональне використання теплоти димових газів після котлів, шляхом їх глибокої утилізації, являється енергоефективним заходом в роботі котельні. Теплобалансовий розрахунок КТАНа показав, що його застосування після котлів дозволяє зменшити споживання природного газу в загальному балансі роботи котельні. Теплопродуктивність КТАНа з боку димових газів для котельні з середньою продуктивністю складала 1 МВт. А річна економія природного газу складає 70 000 м³/рік. Враховуючи проблеми, пов'язані з втратами тепла з відхідними газами після котельних установок, застосування теплоутилізатора типу КТАН являється особливо актуальним в сучасних умовах.

Список літератури:

1. Рекомендації для проектування котельних і промислових ТЕЦ із застосуванням КТАНів-теплоутилізаторів. – Рига : Латгіпропром-РПІ, 1987. – 187 с.
2. Серія 5.903-9 Випуск 10 «Теплообмінники контактні КТАН».

УДК 621.181

ЄФІМОВ О. В.¹, ЛІФШИЦЬ П. В.^{2*}, КАВЕРЦЕВ В. Л.³

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ПРОМИСЛОВИХ КОТЕЛЬНИХ АГРЕГАТИВ, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ НА КОНВЕРТЕРНИХ ГАЗАХ

¹ д.т.н., професор, завідувач кафедри парогенераторобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

² к.т.н., доцент кафедри парогенераторобудування, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

³ аспірант, НТУ «ХПІ», м. Харків, Україна.

* e-mail: Lifshyts.p@gmail.com

Вступ. Виробництво металу у кисневому конверторному цеху визначає рентабельність та прибутковість усього металургійного заводу. Підвищення надійності обладнання та збільшення ефективності призводить до безперервної роботи лінії виплавки металу металургійних підприємства.

Мета роботи. Метою роботи був аналіз статистики систематичного виходу із ладу, виявлення причин та конструктивних недоліків кесона конвертера німецького виробника *Simag*, аналіз розподілу тепла у кесоні, розробка технологічного рішення щодо створення нової конструкції «кесона» конвертера на металургійному підприємстві АрселлорМіттал Кривий Ріг.

Основна частина. Кесон конвертера слугує для відводу та охолодження конверторних газів, температура котрих досягала більше 2000 °С, котрі через екрановані поверхні та поступають у котел-утилізатор.

Існуюча проблема із регулярним виходом із ладу кесона німецького виробника (*Simag*) конвертера було прогорання та розрив труб, що обігріваються. Запропоноване рішення включало у себе повну заміну існуючого кесона на кесон власного виробництва із іншою принциповою та гідравлічною схемою. Інноваційне рішення по удосконаленню обладнання металургійного цеху та вироблення більшої кількості пари призводить до підвищення ККД.

Висновки. Також варто виділити, що використання даних технічних рішень дозволить збільшити рентабельність та скоротити витрати фінансів для ремонту обладнання. Ці технологічні рішення можуть використовуватися у парогенеруючих установках металургійних підприємств.

Доказом ефективності такого рішення була подальша заміна усіх кесонів конвертерів на лінії кисневого конверторного цеху підприємства АрселлорМіттал Кривий Ріг.

УДК 621

КОВРИГА А. Є.

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВІДВЕДЕННЯ ГЕНЕРУЮЧОГО ОБЛАДНАННЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

аспірант, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»
e-mail: a.kovryga@i.ua

Вступ. В ході проектування систем вентиляції приміщень електростанцій виникає питання визначення теплових втрат, які мають відводитись цією системою вентиляції, в тому числі теплових втрат від генеруючого обладнання. На даний час не існує загальновідомого способу визначення цих втрат в генераторах з урахуванням особливостей їхніх систем охолодження.

Мета роботи. Визначити залежності для розрахункового обчислення теплових втрат, що мають відводитись від генератора та його допоміжних систем станційною системою вентиляції машинного залу електростанцій.

Загальна частина. Теплові втрати, що виділяються в генераторах електростанцій зазвичай відводяться кількома шляхами.

Втрати в підшипниках в основному відводяться технічною охолоджуючою водою, що протікає крізь оливоохолоджувачі. Втрати в активних частинах генератора можуть відводитись повітрям в замкненій системі вентиляції генератора з подальшим його охолодженням водою в повітроохолоджувачах, така система в основному використовується в гідрогенераторах потужністю до 400 МВт та турбогенераторах потужністю до 100 – 150 МВт. Для турбогенераторів потужністю 200 – 300 МВт може використовуватись відведення тепла від активних частин за допомогою водню, який охолоджується водою в газоохолоджувачах. Також для турбогенераторів потужністю більше 200 МВт та гідрогенераторах потужністю більше 400 МВт може використовуватись безпосереднє охолодження обмотки статора дистильованою водою, яка в подальшому проходить крізь водо-водяні теплообмінники.

Як видно з розглянутого вище, незважаючи на використану систему охолодження генераторів електростанцій основна частина їхніх теплових втрат відводиться технічною охолоджуючою водою, що проходить крізь повітроохолоджувачі, газоохолоджувачі або теплообмінники іншого типу. Відповідно ці втрати не повинні впливати на нагрівання повітря та не мають враховуватись при розрахунку вентиляційних систем для відведення тепла з машинного залу.

Проте на практиці можлива передача частини втрат, що виділяються в електричній машині, до машинного залу за рахунок наявної різниці темпе-

ратур охолоджуючого середовища всередині генератора та навколишнього повітря в машинному залі. Зокрема стандарт ІЕС 60034-2-2:2010 [1], що регламентує вимірювання втрат в обертових електричних машинах калориметричним методом, містить наступну формулу для визначення так званих втрат через розрахункову поверхню:

$$P_{irs,2} = hA\Delta\theta,$$

де $\Delta\theta$ – різниця температур між середньою температурою на розрахунковій поверхні і температурою навколишнього повітря;

A – площа розрахункової поверхні, m^2 ;

h – коефіцієнт тепловіддачі для втрат, що розсіюються через розрахункову поверхню при контакті з навколишнім повітрям, $Вт/(m^2 \cdot K)$, що визначається в залежності від умов обдування повітрям цієї поверхні.

Втрати через розрахункову поверхню складаються з втрат, що розсіюються через фундаменти і через вал за рахунок теплопровідності та втрат, що розсіюються через розрахункову поверхню шляхом теплопровідності, конвекції, випромінювання, витоків тепла та ін. Зазвичай ці втрати становлять достатньо малу у відсотковому відношенні частину сумарних втрат генератора, проте для генераторів великої потужності абсолютні значення цих втрат можуть визначатися сотнями кВт для одного генератора і суттєво впливати на температуру повітря в машинному залі та параметри системи вентиляції електростанції.

За результатами вимірювання втрат калориметричним методом при випробуваннях на електростанціях генераторів різних типів таким шляхом відводиться 1 % – 2 % від загальних втрат у генераторі.

Також у машинному залі зазвичай розташовується система збудження генератора, втрати в якій відводяться навколишнім повітрям. Втрати в системі збудження суттєво залежать від режиму роботи генератора (в тому числі від величини вироблюваної або споживаної реактивної потужності), але максимально можливе при експлуатації значення цих втрат можна прийняти на рівні 2 % – 3 % від загальних втрат у генераторі.

Таким чином значення сумарних втрат, що відводяться повітрям машинного залу від генератора та його системи збудження, може складати до 3 % – 5 % від загальних втрат у генераторі.

Висновки. Зважаючи на вищесказане теплові втрати, які мають відводитись від генератора та його системи збудження системою вентиляції машинного залу електростанції, можна знайти на основі паспортних даних генератора (потужності та ККД), шляхом визначення розрахункових загальних втрат в генераторі та наступного обчислення частки цих втрат у розмірі 3 % – 5 %.

Список літератури:

1. ІЕС 60034-2-2:2010 Rotating electrical machines – Part 2-2 : Specific methods for determining separate losses of large machines from tests - Supplement to IEC 60034-2-1. – 51 p. – ISBN 978-2-88910-017-0.