

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА ЯДЕРНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ГТ-МГР З ГВИНТОВИМИ ЗАКРУЧЕНИМИ ПУЧКАМИ

О. О. Сафронова¹, Т. В. Доник^{1,2}, М. Н. Парашар¹

¹Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
Фізико-технічний інститут

²Інститут технічної теплофізики НАН України

Анотація

Розглянуто високотемпературний парогенератор ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з використанням гелію в якості первинного теплоносія для виробництва електроенергії та водню. Розроблена математична модель для теплового розрахунку високотемпературного парогенератора з гвинтовими закрученими трубними пучками та проведено оцінку залежності коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку від величини масового витратного паровмісту.

Ключові слова: ядерна енергетична установка, високотемпературний парогенератор, трубний пучок, тепловий розрахунок

Вступ

В час постійного зростання цін на паливні ресурси і скорочення їх запасів одним із шляхів вирішення енергетичних проблем людства є активний розвиток ядерної енергетики та пошук альтернативного палива. В якості останнього слід звернути увагу на таке альтернативне джерело енергії, як водень, одним із способів отримання якого є розкладання молекули води. Єдиною ядерною технологією, здатною сьогодні найбільш повно вирішити задачу витіснення органічного палива з промислового електро- і теплопостачання є високотемпературні модульні гелієві реактори, концепція яких лягла в основу міжнародного проекту ГТ-МГР, який призначений для виробництва електроенергії і перегрітої пари необхідних параметрів з метою отримання водню методом високотемпературного електролізу (рис. 1) [1].

В газоохолоджувальних ядерних енергетичних установках виробництво пари для виробництва водню методом високотемпературного електролізу пари здійснюється в високотемпературних парогенераторах. В парогенераторах виробляється високотемпературна перегріта пара з використанням відведеної теплоти від активної зони реактора охолоджуючого середовища першого контуру омиваючої поверхні нагрівання парогенератора. Основними вимогами до парогенераторів АЕС є: забезпечення необхідної паропроодуктивності та заданих параметрів пари при будь-яких режимах роботи установки; одинична потужність парогенератора повинна бути максимально можливою при заданих проектних умовах; всі елементи парогенератора повинні володіти безумовною надійністю і безпекою; з'єднання елементів і дета-

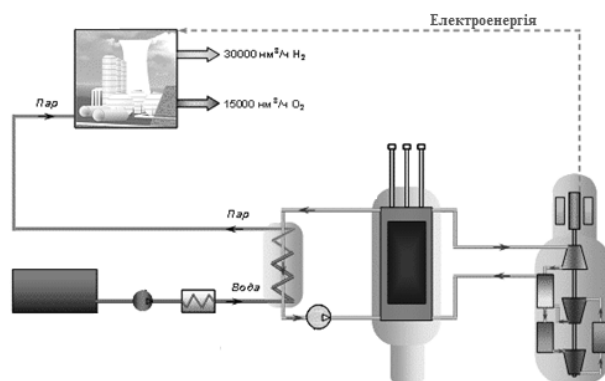


Рис. 1. Принципова схема енергетичної ядерної установки ГТ-МГР для виробництва електроенергії та водню

лей парогенератора повинні забезпечувати необхідну щільність, яка виключає можливість перетоків з одного контуру в інший; повинна вироблятися пара необхідної чистоти, що дозволить забезпечити надійність роботи високотемпературних пароперегрівачів; простота і компактність конструкції елементів парогенератора, що забезпечує зручність монтажу та обслуговування, можливість виявлення і ліквідації пошкоджень, можливість повного дренажу; схема і конструкція парогенератора повинні забезпечувати високі техніко-економічні показники.

В даний час розробляються перспективні проекти створення газоохолоджувальних ядерних енергетичних установок четвертого покоління, які можуть розглядатися не тільки як установки для виробництва теплової та електричної енергії, а також в яко-

сті виробників високотемпературної пари для потреб хімічних технологій і водневої енергетики [2]. У зв'язку з цим, постає питання розробки наукових основ проектування високоекономічних і надійних високотемпературних парогенераторів, що мають високі теплогідрравлічні характеристики, компактність, надійність і низьку металоємність конструкції.

Залежно від рівня розробок парогенеруючого обладнання доцільно застосовувати різні методи оптимізаційних досліджень [2]. Вимоги дослідних і проектно-конструкторських розробок перспективних АЕС зумовили необхідність застосування методів комп'ютерного моделювання та аналізу процесів в парогенераторах з урахуванням різних конструктивних і технологічних обмежень. Для АЕС з газоохолоджувальними реакторами в даний час все ширше застосовуються аналітичні методи моделювання та аналізу, які дозволяють з малими витратами часу і коштів отримати загальні залежності для оптимальних параметрів парогенеруючого теплообмінного обладнання при різноманітних поєднаннях техніко - економічних факторів.

1. Мета досліджень

Метою даної роботи є розробка математичної моделі високотемпературного парогенератора ЯЕУ з використанням гелію в якості первинного теплоносія та проведення оцінки залежності коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку від величини масового витратного паровмісту в парогенераторі

2. Матеріали та методика досліджень

Парогенератор представляє собою теплообмінний апарат для виробництва водяної пари з тиском вище атмосферного за рахунок теплоти первинного теплоносія, що надходить з ядерного реактора. Розглядається парогенератор для гелієвої реакторної установки четвертого покоління, який представляє собою корпус первинного контуру з розміщеним в ньому пакетом труб невеликого діаметра (2 – 4 см) в якості вторинного контуру, а саме гвинтовими закрученими (змійковими) трубами, розміщеними в корпусі у вигляді ряду паралельно з'єднаних трубних циліндрів. Найбільш перспективною конструкцією парогенератора АЕС є парогенератор з гвинтовими закрученими (змівиковими) трубами, розміщеними в корпусі у вигляді ряду паралельно з'єднаних трубних циліндрів (рис. 2) [3] – [4].

При великих значеннях радіусів закрутки труб в парогенераторі (R і R_0) розрахункову схему теплообмінника можна уявити як трубний пучок, поперечно обтічний потоком гарячого теплоносія (рис. 3). При цьому, труби в пучках можуть розташовуватися як в шаховому, так і в коридорному порядку.

Розглянутий парогенератор складається з наступних елементів: економайзера, в якому відбувається підігрів води до температури насичення; випарника, в якому здійснюється процес повного випаровування води; перегрівача (або попереднього пароперегрівача);

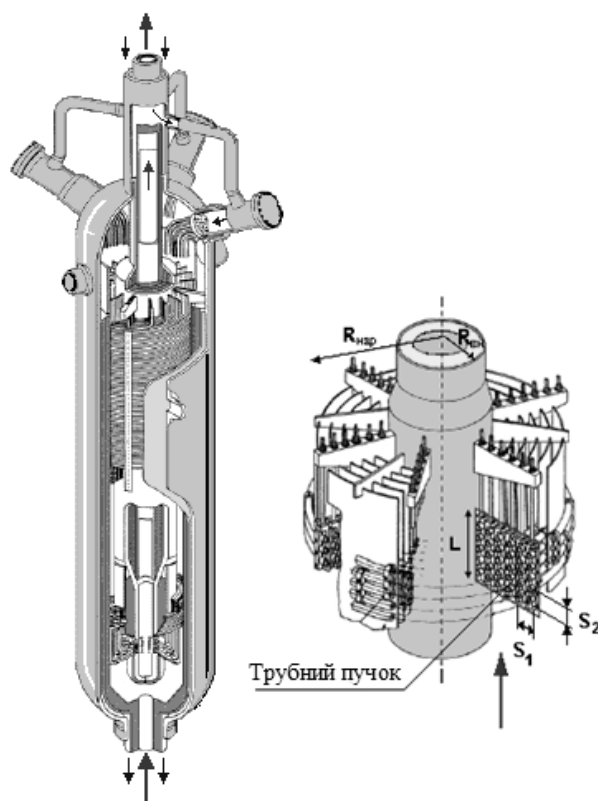


Рис. 2. Конструкція типового парогенератора з гвинтовими закрученими трубами

ча); кінцевого пароперегрівача, в якому відбувається нагрівання пари до її максимальної температури.

Таким чином парогенератор складається з чотирьох умовних теплообмінників, в яких в якості первинного (гарячого) теплоносія використовується гелій, а в якості вторинного теплоносія в економайзері використовується вода, в випарнику – двофазний потік води і вологої пари, і в попередньому і кінцевому пароперегрівачах – суха пара. У загальному випадку спрощена розрахункова схема парогенератора може бути представлена у вигляді з'єднаних послідовно чотирьох окремих теплообмінних модулів з протиточною схемою руху теплоносіїв, в яких вторинний теплоносій перебуває в різних фазових станах і реалізуються різні умови процесу теплопередачі. Кожен з розглянутих теплообмінних модулів в свою чергу розбивається на $i = 1 \dots N$ теплообмінних елементів, які складаються з $j = 1 \dots N$ паралельно з'єднаних між собою гвинтових закручених труб (рис. 4).

У кожному елементарному теплообмінному елементі приймається протиточна схема руху. Для моделювання парогенератора ЯЕУ розглядається течія киплячої рідини в вертикальному каналі довільної форми, в якому нагрів відбувається по всій довжині. По мірі руху рідини в каналі в ній утворюється все більша і більша кількість пари через безперервне підведення теплоти по висоті каналу. В результаті режим течії поступово переходить від режиму емульсійної (бульбашкової) течії до пробкової течії і, нарешті, до стержневого режиму течії. Зрештою, рідка плівка на поверхні випаровується і встановлюється дисперсний режим течії («туман»). Після

Табл. 1. Значення параметрів двофазного потоку і діапазони діаметрів труб

№ п.п	Метод розрахунку теплообміну при кипінні	Тиск, МПа	x	w , м/с	\dot{m} , кг/м ² с	q , Вт/см ²	$d_{\text{вн}}$, мм
1	Чен (1980) [5]	0,55...3,53	0,01...0,71	0,06...4,5	—	0,6...240	—
2	Сміт - Шах (1982) [6]	—	0...0,7	—	—	9,0...122	5...16
3	Стейнер - Таборек (1992) [7]	0,01...10,8	0...1,0	—	4...4850	0,08...460	1...32

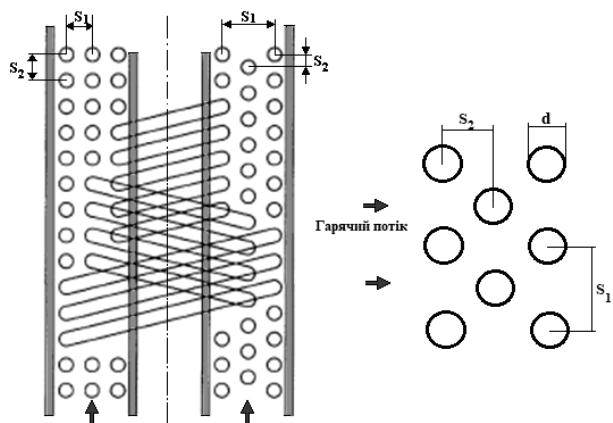


Рис. 3. Розрахункова схема парогенератора з гвинтовими закрученими трубами (шахове розташування труб)

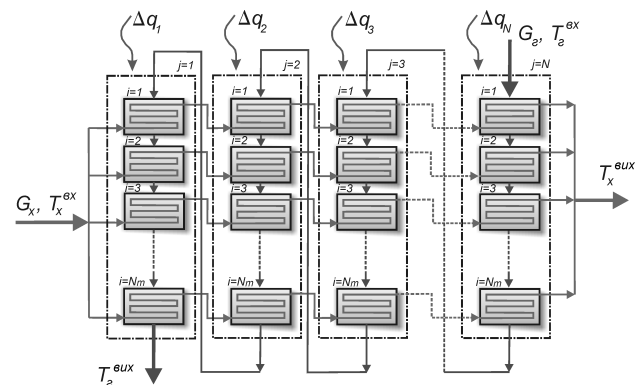


Рис. 4. Розрахункова схема теплообмінного модуля випаровування всіх дисперсних крапель рідини в потоці встановлюється режим однофазної течії парової фази. Більш детально структура потоку в вертикально розташованій трубі представлена в роботі [5] – [6].

3. Результати досліджень

У даній роботі була розроблена математична модель, завдяки якій було реалізовано п'ять різних методів розрахунку теплообміну при кипінні у вертикальній трубі, заснованих на експериментальних кореляційних залежностях [5] – [7]. Теплопередача в елементарному трубчастому теплообмінному елементі

ті з урахуванням зміни теплофізичних властивостей по довжині теплообмінника описується для кожної труби трубного пучка рівнянням для теплового потоку через циліндричну стінку при граничних умовах третього роду:

$$Q_i = K_{li} l_{mp_i} \Delta T_{cp_i} = \frac{\pi l_{mp_i} \Delta T_{lg}}{\frac{1}{\alpha_{gi} d_{зовн}} + \frac{1}{2\lambda \ln \frac{d_{зовн}}{d_{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{xi} d_{вн}}},$$

де K_{li} – локальний лінійний коефіцієнт теплопередачі; ΔT_{lg} – локальне значення середньологарифмічного температурного напору; α_{gi} , α_{xi} – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони гарячого і холодного теплоносіїв; $d_{зовн}$, $d_{вн}$ – зовнішній і внутрішній діаметр труб; l_i – довжина ділянки труби.

Коефіцієнти тепловіддачі з гарячого і холодною боку в елементарному мікротеплообміннику визначаються за відомими значеннями чисел Нуссельта з виразів:

$$\alpha_{gi} = \frac{Nu_{gi} \lambda_{gi}}{d_{нар}} \quad \alpha_{xi} = \frac{Nu_{xi} \lambda_{xi}}{d_{вн}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі під час руху киплячої рідини (двофазного потоку) в каналі прийнято представляти у вигляді такої узагальненої асимптотичної залежності:

$$\alpha_{дф} = \left[(\alpha_{д})^n + (\alpha_{пл})^n \right]^{\frac{1}{n}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при бульбашковому кипінні ($\alpha_{д}$) визначається за наявними в літературі експериментальним кореляційним залежностям. Конвективний коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{пл}$ визначається з урахуванням допущення про те, що потік є рідкою фазою, коефіцієнт тепловіддачі якого α_r знаходиться так само, як для однофазної турбулентної течії з використанням відомих кореляційних залежностей. При розрахунку коефіцієнта тепловіддачі для рідкої фази (α_r) робиться припущення, що потік рідкої фази займає $G(1-x)$ площі поперечного перерізу каналу, в якому рухається двофазний потік. У розробленій математичній моделі реалізовано трьох різних методів розрахунку теплообміну при кипінні у вертикальній трубі, заснованих на експериментальних кореляційних залежностях. Нижче розглянемо особливості кожного з них.

У таблиці 1 представлені значення параметрів двофазного потоку і діапазони діаметрів труб для яких були отримані кореляційні залежності для трьох різних методів розрахунку теплообміну при кипінні рідини: x – масовий витратний паровміст, w – швидкість потоку, \dot{m} – масова швидкість двофазного потоку, q – тепловий потік, $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труб.

З аналізу даних таблиці 1 можна зробити висновок, що методи Чена і Шаха коректно застосовні до значень масового витратного паровмісту 0.7, а метод Стейнера – Таборєка справедлив у всьому діапазоні зміни значень x . Причому розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі в області високих значень масового витратного паровмісту мають максимальні значення в порівнянні з іншими методами розрахунку.

На рис. 5 представлено порівняння характеру протікання залежностей коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку (α) від величини масового витратного паровмісту (x) для трьох різних методів розрахунку теплообміну при кипінні рідини за заданими параметрами тиску P , температури насичення $T_{\text{нас}}$, масової витрати G , внутрішнього діаметру труб $d_{\text{вн}}$, питомого теплового потоку q_0 , масової швидкості двофазного потоку \dot{m} .

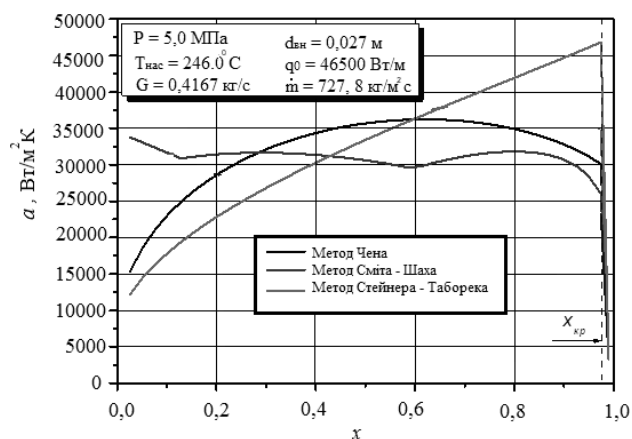


Рис. 5. Залежності коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку від величини масового витратного паровмісту

Критичне значення масового витратного паровмісту при цьому визначалося з використанням кореляцій Біазі [8].

Висновки

- 1) Розроблена математична модель для теплового розрахунку високотемпературного парогенера-

тора ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гвинтовими закрученими пучками.

- 2) Найбільш коректне з фізичної точки зору є протікання залежності $\alpha_{\text{дф}}$, отриманої з використанням методу Чена (існує характерний максимум значення коефіцієнта тепловіддачі двофазного потоку при $x = 0,6 \dots 0,7$).
- 3) Найменш фізично коректним для обраних режимних та геометричних параметрів видається протікання залежності отриманої з використанням методу Стейнера – Таборєка.
- 4) Середнє значення коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку для $0,2 < x < 0,8$ знаходиться в діапазоні 27500...37500 для всіх розглянутих методів (за винятком методу Стейнера – Таборєка).

Перелік використаних джерел

1. Халатов А. А., Северин С. Д., Доник Т. В. Влияние КПД элементов блока преобразования энергии на эффективность цикла модульной ЯЭУ с газоохлаждаемым гелиевым реактором — Вестник НТУ «ХПИ» — 2015 — № 16. — С. 19–25
2. Радченко Р. В., Мокрушин А. С., Тюльпа В. В. Водород в энергетике — Изд-во Урал. ун-та — 2014. — С. 229
3. Oh C. H., Kim E. S. Heat Exchanger Design Options and Tritium Transport Study for the VHTR Systems Report INL/EXT-08-14700 — 2008 — С. 131–136.
4. Hoffer N. V., Sabharwall P., Anderson N. A. Modeling a Helical-coil Steam Generator in RELAP5-3D for the Next Generation Nuclear Plant Report INL/EXT-10-19621 — 2011 — С. 4–14.
5. Chen J. C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow" Industrial Engineering Chemical Process Design and Development — V. 5, № 16. — 1966 — С. 322–339.
6. Shah M. M. Chart correlations for saturated boiling heat transfer: Equations and further study — ASHRAE Transactions — V. 88, № 1. — 1982 — С. 185–196.
7. Steiner D., Taborek J. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model — Heat Transfer Engineering — V. 13, № 2. — 1992 —
8. Isachenko V. P. Teploperedacha. Uchebnik dlya vuzov [Handbook of heat exchangers] — 1975 — С. 488.