**Національний технічний університет України**

**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені Ігоря Сікорського»**

Фізико-технічний інститут

Кафедра Фізики енергетичних систем

|  |  |
| --- | --- |
| «На правах рукопису»  УДК\_\_536.2\_\_ | «До захисту допущено»  Завідувач кафедри  \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Халатов А.А.\_  (підпис) (ініціали, прізвище)  “\_\_\_”\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_20\_\_ р. |

**Магістерська дисертація**

**на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності: 105 Прикладна фізика та наноматеріали

(код і назва)

на тему: Теплогідравлічні характеристики парогенератора ядерної енергетичної установки ГТ-МГР для виробництва електроенергії та водню

Виконала: студентка \_\_VI \_\_ курсу, групи \_\_ФФ-62м\_\_\_

(шифр групи)

Сафронова Олена Олегівна \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(прізвище, ім’я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник: к.т.н., ст. викл., Доник Тетяна Василівна \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент: к.т.н., с.н.с., Шіхабутінова Оксана Володимирівна

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(підпис)

Київ – 2018 року

**РЕФЕРАТ**

Магістерська дисертація складається зі вступу, трьох розділів, висновків. Загальний об’єм дисертації становить 101 сторінку, з них 88 сторінок основного тексту, 31 рисунок, 4 таблиці, список джерел з 37 найменувань.

**Актуальність теми.** Розвиток ядерної енергетики в даний час направлено на створення АЕС на базі екологічно чистих реакторів 4-го покоління. Однією з можливих концепцій таких реакторів є модульний гелієвий реактор, в якому в якості теплоносія використовується гелій. В даний час розробляються перспективні проекти створення газоохолоджувальних ЯЕУ 4-го покоління, які поєднують в собі виробництво електроенергії та водню методом високотемпературного електролізу пари, що здійснюється в високотемпературних парогенераторах. Найбільший інтерес у питанні моделювання парогенератора ЯЕУ представляє собою течія киплячої рідини в вертикальному каналі довільної форми. Тому пошук максимально можливої компактності конструкції при достатньому рівні міцності та високих теплогідравлічних характеристиках є актуальною проблемою.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Науково-дослідна робота по темі дисертації проводилася по програмі спільних робіт з «Відділенням Цільової Підготовки «КПІ ім. Ігоря Сікорського» для НАНУ за напрямком №1.7.1.АХ.2 «Термогазодинаміка турбулентних потоків в обертових каналах високотемпературних енергетичних установок» від 02.01.2018 р., реєстраційний номер 0118Г000006.

**Мета** даної роботи − дослідження теплогідравлічних та геометричних параметрів парогенератора ГТ-МГР для виробництва електроенергії та водню, а також моделювання процесу теплообміну при кипінні рідини в вертикальній трубі.

Досягнення мети передбачає виконання таких **завдань**:

* Розробити математичну модель високотемпературного парогенератора ЯЕУ четвертого покоління з використанням гелію в якості первинного теплоносія з гвинтовими закрученими (змієвиковими) трубами.
* Змоделювати процес теплообміну при кипінні рідини.
* Дослідити структуру потоку та характерні режими теплообміну в вертикальній трубі.
* Реалізувати п'ять різних методів розрахунку теплообміну при кипінні у вертикальній трубі, заснованих на експериментальних кореляційних залежностях.

**Об’єктом дослідження** є теплогідравлічні процеси в парогенераторі ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гелієвим реактором для виробництва електроенергії та водню.

**Предметом дослідження** є закономірності та показники впливу на теплообмін і гідродинаміку від температури і тиску при кипінні рідини в теплообмінному елементі парогенератора.

**Методи дослідження:** При досліджуванні використовувався метод математичного моделювання за допомогою спеціалізованої програми «STEAMG» для теплового та гідравлічного розрахунку парогенератора.

**Наукова новизна** одержаних автором результатів полягає у наступному:

1. За допомогою спеціалізованої програми «STEAMG» було змодельовано процес теплообміну при кипінні рідини в вертикальній трубі.
2. Було визначено найбільш коректний з фізичної точки зору метод Чена для розрахунку теплообміну при русі двофазного потоку в каналі довільної форми.
3. Було отримано, що з ростом діаметра зовнішнього кожуха парогенератора в діапазоні  м відносні втрати тиску в холодному тракті парогенератора зростають на 7 % і знижуються зі збільшенням числа труб в трубному пучку на 11 %.
4. Відносні втрати тиску в гарячому тракті парогенератора невеликі і зменшуються з ростом діаметра зовнішнього кожуха і збільшенням числа труб в трубному пучку на 5 %.
5. З ростом діаметра зовнішнього кожуха парогенератора маса і об’єм теплопередавальних поверхонь парогенератора зростають на 10 % через зниження середньої швидкості первинного теплоносія, зниження значень коефіцієнта тепловіддачі і зростання потрібної довжини труб парогенератора.
6. В гарячому тракті значення коефіцієнта тепловіддачі при  на 15 % вище, ніж при .

**Практичне значення** даної роботи полягає в отриманні початкових даних для створення компактних високотемпературних теплообмінників ядерної енергетичної установки з гелієвим реактором по виробництву електроенергії та водню.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення і результати роботи доповідались і обговорювались на конференції:

* ХVІ Науково практична конференція студентів аспірантів та молодих вчених «Теоретичнi i прикладнi проблеми фiзики, математики та iнформатики.», м. Київ, 2018 р

**Публікації.**

1. Сафронова О.О. Тепловий розрахунок високотемпературного парогенератора ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гвинтовими закрученими трубними пучками [Текст] / О. О. Сафронова, Т. В. Доник, М. Н. Парашар // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018.
2. Сафронова О.О. Тепловий розрахунок високотемпературного парогенератора ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гвинтовими закрученими трубними пучками [Текст] / О. О. Сафронова, Т. В. Доник, М. Н. Парашар // Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики: зб. тез доп. XVІ Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених., 2018 р. – Київ – 2018. – С.99.

**Ключові слова:** *модульний гелієвий реактор, ядерна енергетична установка, високотемпературний парогенератор, трубний пучок, тепловий розрахунок, кипіння рідини.*

**ANNOTATION**

The Master's thesis consists of an introduction, three chapters, and conclusions. The total volume of the thesis is 101 pages, including 88 pages of the basic text, 31 figures, 4 tables, a list of references of 37 titles.

**Importance of scientific problem.** The development of nuclear energy is currently aimed at the creation of a nuclear power plant based on the 4th generation environmentally friendly reactors. One of the possible concepts for such reactors is a modular helium reactor, in which helium is used as a coolant. Currently promising projects for the creation of gas-cooled UES of the 4th generation are being developed, which combine the production of electricity and hydrogen by high-temperature steam electrolysis, which is carried out in high-temperature steam generators. The greatest interest in the modeling of the steam generator EIEU is the flow of boiling fluid in a vertical channel of arbitrary shape. Therefore, finding the maximum possible compactness of the structure with sufficient strength and high thermo-hydraulic characteristics is an urgent problem.

**Relationship to scientific programs, plans and themes.** The research work on the topic of the dissertation was conducted on the program of joint work with the "Department of Target Preparation" KPI them. Igor Sikorsky for the National Academy of Sciences of Ukraine in the direction №.1.7.1.AX.2 "Thermogasodynamics of turbulent flows in the rotary canals of high-temperature power plants" dated January 2, 2018, registration number 0118Г000006.

The **aim** of this work is to study the thermohydraulic and geometrical parameters of the GT-MGG steam generator for the production of electricity and hydrogen, as well as to simulate the process of heat exchange during boiling liquid in a vertical pipe.

Achieving the goal involves performing the following **tasks**:

- To develop a mathematical model of the high-temperature steam generator EIEA of the fourth generation using helium as a primary coolant with spiral twisted (snake) pipes.

- Modify the process of heat exchange with boiling liquids.

- Explore the flow structure and characteristic heat transfer modes in the vertical pipe.

- Realize five different methods of calculating heat transfer when boiling in a vertical pipe, based on experimental correlation dependencies.

**The object of research** is the thermal-hydraulic processes in the steam generator of the nuclear power plant GT-MGR with a helium reactor for the production of electricity and hydrogen.

**The subject of research** is the patterns and indicators of the effect on heat transfer and hydrodynamics from temperature and pressure at boiling liquid in the heat-exchange element of the steam generator.

**Research methodology**: In the study, the method of mathematical modeling was used with the help of a specialized program "STEAMG" for thermal and hydraulic calculation of the steam generator.

**The scientific novelty** of the results obtained by the author is as follows:

1. With the use of the STEAMG specialized program, the process of heat exchange during boiling liquid in a vertical pipe was simulated.
2. It was determined that the most correct from the physical point of view is the Chen method for calculating heat transfer in the movement of two-phase flow in a channel of arbitrary form.
3. It was found that with increasing diameter of the outer casing of the steam generator in the range  m relative pressure losses in the cold tract of the steam generator increase by 7% and decrease with an increase in the number of pipes in the tube bundle by 11%.
4. Relative pressure losses in the hot path of the steam generator are small and diminish with the growth of the diameter of the outer casing and the increase in the number of pipes in the tube bundle by 5%.
5. With the growth of the diameter of the outer casing of the steam generator, the mass and volume of the heat transfer surfaces of the steam generator increase by 10% due to the decrease in the average speed of the primary coolant, the decrease in the values of the coefficient of heat transfer and the growth of the required length of steam of the steam generator.
6. In the hot path, the value of the coefficient of heat transfer at  is 15% higher than at .

**The importance for practice** of this work is to obtain the initial data for the creation of compact high-temperature heat exchangers of a nuclear power plant with a helium reactor for the production of electricity and hydrogen.

**Conferences.** The main provisions and results of work were reported and discussed at the conference:

- XVI Scientific and Practical Conference of Students of Postgraduate Students and Young Scientists "Theoretical and Applied Problems of Physics, Mathematics and Informatics.", Kyiv, 2018

**Publications**

1) Safronova O. Thermal calculation of high-temperature steam generator of the nuclear power plant of GT-MHR with helical twisted bundle of pipes [Text] / O. Safronova, T. Donik, M. Paraschar // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. - Kharkiv: NTU "KhPI", 2018.

2) Safronova O. Heat calculation of the high-temperature steam generator of the nuclear power plant GT-MGR with screw twist tubular beams [Text] / O. O. Safronova, T. Donik, M. Parashar // Teoretychni I prykladni problem fizyky, matematyky ta informatyky: zb. tez dop. XV Vseukr. nauk.-pract. konf. studentiv, aspirantiv ta molodyh vchenyh,, 2018 - Kyiv - 2018. - P.99.

**Key words:** *modular helium reactor, nuclear power plant, high-temperature steam generator, tube bundle, heat calculation, boiling of a liquid*.

ЗМІСТ

[ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ](#_Toc485194976)…...11

[ВСТУП](#_Toc485194977)………………………………………………………………………………........13

Розділ 1. [ОГЛЯД](#_Toc485194979) ЛІТЕРАТУРИ…………………………………………………….......14

[1.1 Перспективи ядерно-водневої енергетики у світі](#_Toc485194980)…………………….…….14

[1.2 Ядерна енергетична установка ГТ-МГР,](#_Toc485194981) як перспектива розвитку енергетики………………………………………………………………………………..15

[1.3](#_Toc485194982) Основні методи виробництва водню………………………………………...18

1.4 Електролітичне розкладання води, як основний метод отримання водню.19

1.5 Парогенератор: принцип роботи та конструкція……………..……….…….22

1.6 Високотемпературний парогенератор в ядерній енергетичній

установці ГТ-МГР………………………………………………………………………..25

1.7 Мета за задачі дослідження…………………………………………………..32

Розділ 2. [МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА ГТ-МГР З ГВИНТОВИМИ ЗАКРУЧЕНИМИ](#_Toc485194987)

[ТРУБНИМИ ПУЧКАМИ](#_Toc485194987)………………………………………………………………..33

[2.1 Розрахункова схема та основні геометричні параметри](#_Toc485194988)……………………33

[2.2 Класифікація розрахунків теплообмінних апаратів](#_Toc485194989)………………………...36

[2.3 Інтервально-ітераційна розрахункова схема парогенератора](#_Toc485194990)……………...38

[2.4 Кореляційна залежність для розрахунку процесу теплообміну](#_Toc485194991)

[однофазного потоку](#_Toc485194991)…………………………………………………………………...…40

2.5 Моделювання процесу теплообміну при кипінні рідини…………………..45

2.5.1 Основні параметри двофазного потоку…………………………….45

2.5.2 Режими течії двофазного потоку…………………………….……...47

2.5.3Кореляційні залежності для розрахунку тепловіддачі в

двофазному потоці при кипінні рідини……………………....................................49

2.6 Висновки до розділу……………………………………………………..……69

Розділ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА………………………………..70

[3.1 Порівняння](#_Toc485194993) різних методів розрахунку при кипінні рідини……………….70

3.2 Моделювання теплофізичних властивостей теплоносіїв…………………..71

3.3 Гідравлічні втрати в трактах парогенератора……………………………….76

3.4 Порядок розрахунку елементарного теплообмінного елемента…………...83

3.5 Висновки до розділу…………………………………………………………..96

[ВИСНОВКИ](#_Toc485194997)……………………………………………………………………………...97

[ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ](#_Toc485194998)……………………………………………………………….....98

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

*Латинські символи:*

Ср – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг∙К);

 – необхідна витрата, кг/с;

 – тиск, Па;

 – теплова потужність, Вт;

 – питома ентропія, Дж/(кг∙К);

 – температура, °C;

 – питома ентальпія, Дж/кг;

*v* – питомий об'єм води і водяної пари;

*l* – довжина ребра, м;

*d* – діаметр труби, мм;

*х* – масовий витратний паровміст;

*S* – коефіцієнт ковзання;

*q* – тепловий потік Вт/см2;

*r* – прихована теплота пароутворення Вт;

*w* – швидкість потоку, м/с;

– масова швидкість двофазного потоку, кг/м2∙с;

*Грецькі символи:*

α – коефіцієнт тепловіддачі;

– коефіцієнт теплопровідності матеріалу;

 – щільність двофазного потоку;

φ – кут атаки;

σ – коефіцієнт поверхневого натягу;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

*Індекси:*

г – гарячий теплоносій;

х – холодний теплоносій;

зовн – зовнішній;

вн – внутрішній;

г – гідравлічний;

t – температурний;

кр – критичний;

гл – гладкий;

п – паровий;

р – рідкий;

сум – суміш;

дф – двофазний потік;

б – бульбашковий;

пл – плівковий;

нас – насичення;

ш – шорсткість;

*Критерії і параметри:*

Nu – число Нуссельта;

Pr – число Прандтля;

Re – число Рейнольдса;

*Fr* – число Фруда;

*Bo* – число кипіння;

*Co* – число конвекції;

*Абревіатури:*

ЯЕУ – ядерна енергетична установка

AEC – атомна електростанція

ВЕП – високотемпературний електроліз пари

ТОА – теплообмінний апарат

ПБК – початок бульбашкового кипіння

**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 широко використовується водень, одним із способів отримання якого є розкладання молекули води, що потребує великих об’ємів енергії.

На сьогодні єдиною ядерною технологією, здатною найбільш повно вирішити задачу витіснення органічного палива з промислового електро-, теплопостачання та виробництво водню є високотемпературні модульні гелієві реактори. Особлива увага приділяється концепції ВТГР – високотемпературного газоохолоджувального реактора, яка лягла в основу міжнародного проекту «ГТ-МГР» – «Газова турбіна - модульний гелієвий реактор», що призначений для виробництва електроенергії і перегрітої пари необхідних параметрів з метою отримання водню методом високотемпературного електролізу.

В даний час розробляються перспективні проекти створення газоохолоджувальних ядерних енергетичних установок четвертого покоління, в яких виробництво пари для виробництва водню методом високотемпературного електролізу пари здійснюється в високотемпературних парогенераторах, де виробляється високотемпературна перегріта пара з використанням відведеної теплоти від активної зони реактора охолоджуючого середовища першого контуру омиваючої поверхні нагрівання парогенератора.

В ІТТФ НАНУ проводилась розробка наукових основ проектування високоекономічних і надійних високотемпературних парогенераторів, що мають високі теплогідравлічні характеристики, компактність, надійність і низьку металоємність конструкції. Тому метою даної роботи є дослідження теплогідравлічних та геометричних параметрів парогенератора ГТ-МГР для виробництва електроенергії та водню, а також моделювання процесу теплообміну при кипінні рідини в вертикальній трубі.

**РОЗДІЛ 1**

**ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ**

* 1. **Перспективи ядерно-водневої енергетики у світі**

За останні 100 років споживання енергії у світі збільшилося майже в 15 разів. Активне використання нафтопродуктів, вугілля, природного газу та ядерного палива призвело до того, що за 50 років викиди вуглекислого газу в атмосферу зросли в 4,5 рази і на сьогоднішній день складають 20∙1012 м3/рік. В цілому, сучасна енергетика, заснована на викопному паливі, створює досить багато екологічних проблем. Оскільки існуючі методи виробництва енергії та високі темпи зростання її споживання призводять до руйнування навколишнього середовища, одним з основних завдань сучасної енергетики є подолання даної екологічної проблеми шляхом пошуку нових рішень. З огляду на те, що існуючі джерела енергії обмежені, має сенс звернути увагу на такий невичерпний ресурс планети, як вода. Розкладаючи її на водень і кисень, можна отримати універсальний теплоносій у водневій енергетиці [1].

Для отримання водню необхідні великі питомі витрати енергії, так як для процесу електролізу необхідно в середньому 50 МВт електричної енергії на тонну водню. При реалізації термохімічних циклів необхідні температури близько 1000 К, що вимагає істотних матеріальних витрат на виробництво водню і результатом цього є віддалення перспективи широкомасштабного застосування водню в енергетиці. Змінити цю тенденцію може застосування атомної енергетики для виробництва водню, оскільки саме ядерна технологія має практично необмежені ресурси дешевої енергії. При виробництві електроенергії, тепла і водню ядерна енергетика чинить найменший вплив на навколишнє середовище в порівнянні з використанням вуглецевих ресурсів, таким чином, використовуючи вироблену електроенергію ядерною установкою, можна розділити воду на водень і кисень методом електролізу [2]. Так, якщо електроліз проводити за допомогою високотемпературної пари, то отримана з ядерного реактора теплова енергія може замінити частину електроенергії, і чиста ефективність збільшиться [2].

Виробництво високотемпературної пари на АЕС здійснюється або безпосередньо в ядерних реакторах, або в парогенераторах. Зокрема в газоохолоджувальних ЯЕУ виробництво пари для виробництва водню методом високотемпературного електролізу пари здійснюється в високотемпературних парогенераторах. В них виробляється високотемпературна перегріта пара з використанням відведеної теплоти від активної зони реактора охолоджуючого середовища першого контуру омиваючої поверхні нагрівання парогенератора. Основними характеристиками парогенератора АЕС є паропродуктивність, тиск і температура пари, а також температура живильної води.

Даний напрямок є надзвичайно перспективним та дозволить подолати існуючі проблеми в енергетиці.

* 1. **Ядерна енергетична установка ГТ-МГР як перспектива розвитку енергетики**

В даний час в ряді країн ведуться роботи з міжнародного проекту «Generation IV» в рамках програми «Ядерні реактори IV покоління», спрямовані на розробку реактора IV покоління. Однією з можливих концепцій реакторів четвертого покоління є, так званий, високотемпературний гелієвий реактор.

Досягнення в технології газотурбобудування, створення електромагнітних підшипників, високоефективного теплообмінного обладнання зробили реальною розробку інноваційного проекту гелієвого ВТГР з газовою турбомашиною для прямого перетворення теплової енергії в електричну з ККД ~ 50% (цикл Брайтона). Ця концепція лягла в основу міжнародного проекту ГТ-МГР − «Газова турбіна − модульний гелієвий реактор» − ГТ-МГР [3].

Наступним напрямком майбутнього розвитку енергетики є виробництво водню, перш за все тому, що водень є найбільш перспективним енергоносієм – універсальним, високоенергомістним, екологічно чистим і може використовуватися в будь-якому типі двигунів. Цей елемент сьогодні розглядається і як найперспективніший вид моторного палива, в першу чергу для автотранспорту. Єдиною ядерною технологією, здатною сьогодні найбільш повно вирішити задачу витіснення органічного палива з промислового теплопостачання та транспортної сфери, є високотемпературні гелієві реактори. В даний час, одна з найперспективніших областей застосування ВТГР - виробництво водню з води.

Для промислового виробництва водню розробляється модульний високотемпературний гелієвий реактор ГТ-МГР, який може виробляти до 140 тис. м3 водню на годину.

Реакторна установка модульного гелієвого реактора призначена для виробництва електроенергії та перегрітої пари (ГТ-МГР ВЕП) необхідних параметрів з метою отримання водню методом високотемпературного електролізу. В енергетичній ядерній установці ГТ-МГР ВЕП температура гелію на виході з реактора становить 850 °С. Другий контур в системі охолодження реактора призначений для виробництва перегрітої пари в парогенераторі (рис. 1.1).

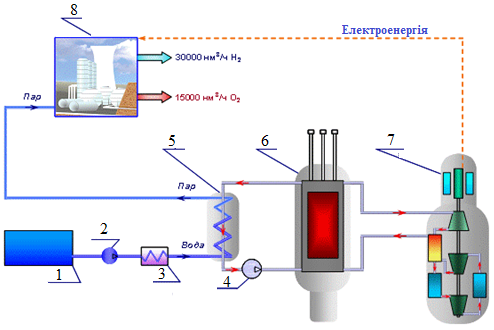


Рис. 1.1 – Принципова схема енергетичної ядерної установки ГТ-МГР ВЕП: 1 – бак зі знесоленою водою; 2 – насос; 3 – підігрівач; 4 – головна циркуляційна газодувка; 5 – парогенератор; 6 – реактор; 7 – блок перетворення енергії; 8 – установка по виробництву водню

Високотемпературні газоохолоджувальні гелієві реактори здатні нагрівати гелієвий теплоносій до 1000 ° С та можуть бути використані для виробництва електроенергії з високим (до 48%) ККД в прямому газотурбінному циклі і постачання тепла і електрики водневих та інших хімічних виробництв, а також металургійних виробництв, установок опріснення води та ін. Високотемпературна теплова енергія ядерних реакторів нового покоління являє собою базу для економічного та стабільного виробництва водню [1].

На рис. 1.2 наведені оцінки можливих об’ємів виробництва водню при «агресивному» сценарії розвитку ядерної енергетики. Вони зроблені виходячи з припущення, що на ці цілі буде використана частина електроенергії АЕС.

|  |
| --- |
| C:\Users\safronova\Desktop\Безымянный.png |
| Рис. 1.2 – Виробництво водню на атомних станціях [1] |

У зв'язку з цим, розробка наукових основ проектування високоекономічних і надійних високотемпературних парогенераторів, що мають високі теплогідравлічні характеристики, компактність, надійність і низьку металоємність конструкції є актуальною задачею теплоенергетики.

* 1. **Основні методи виробництва водню**

Запаси водню, пов'язаного в органічній речовині і в воді, практично невичерпні. Розрив цих зв'язків дозволяє виробляти водень і потім використовувати його як паливо, однак для цього необхідні великі питомі витрати енергії, в середньому 50 МВт електричної енергії на тонну водню. Розроблено численні процеси отримання водню:

* При нагріванні понад 250 °С вода розкладається на водень і кисень (прямий термоліз) [3];
* Отримання водню з твердих горючих копалин включає їх переробку з водяною парою і повітрям або киснем (газифікацію). В результаті утворюється водяний газ (що містить до 40% СО і 50% Н2), а також СО2, СН4, N2 і домішки сірчистих сполук. Після очищення останніх отримують водень [4, 5];
* Водень з біомаси отримують термохімічним або біохімічним способом. При термохімічному методі біомасу нагрівають без доступу кисню до температури 500 ° - 800 ° (для відходів деревини), що набагато нижче температури процесу газифікації вугілля. В результаті процесу виділяються H2, CO і CH4 [4, 5];
* Газ, що містить 85 ... 90% водню і 10 ... 15% інших газів, головним чином вуглеводнів, отримують як побічний продукт на нафтопереробних заводах. З газу коксових печей, що містить 55 ... 60% водню, останній виділяють методом фракційної конденсації при глибокому охолодженні [5];
* Великотоннажне виробництво водню і водневмісних продуктів у світі здійснюється в основному шляхом парової конверсії метану (ПКМ). Пар і теплова енергія при температурах 750 ... 850 о С потрібні, щоб відокремити водень від вуглецевої основи в метані [5, 6];
* Водень може виробляти група зелених водоростей, наприклад, *Chlamydomonas reinhardtii*. Водорості можуть виробляти водень із морської води, або каналізаційних стоків [6, 7];
* В РНЦ «Курчатовський інститут» (Росія) виконані дослідження по плазмовій конверсії природного вуглеводневого палива (метану, гасу) в синтез-газ, який можна використовувати як сировини для виробництва водню, який, в свою чергу, є паливом для енергоустановок із застосуванням паливних елементів[7-10];
* Електроліз води є найбільш перспективною технологією отримання водню. Цей метод дозволяє виробляти водень з корисним використанням витраченої електричної енергії приблизно 70%, тому цей метод потребує більш детального огляду [2, 5, 10].
  1. **Електролітичне розкладання води , як основний метод отримання водню**

Електроліз відбувається при проходженні постійного (прямого) електричного струму через іонізовану речовину, яка може бути або розплавом, або розчином, в якому ця сама речовина розпадається на іони (електролітична дисоціація молекул) і являє собою електроліт (рис. 1.3).

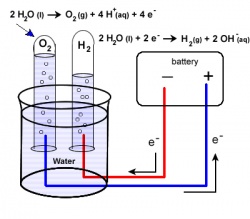


Рис. 1.3 – Електролітичне розкладання води [10]

При проходженні електричного струму через такий стан речовини, коли вона представлена іонами, відбувається електрохімічна реакція окислення і відновлення [10]:

2H2O - 4e- = 4H+ + O2 – на катоді

2H2O + 2e- = H2 + 2OH – на аноді

Електролізер представляє собою спеціальний пристрій, який призначений для поділу компонентів сполуки або розчину за допомогою електричного струму. Він широко використовуються в промисловості, наприклад, для отримання активних металевих компонентів з руди, очищення металів, нанесення на вироби металевих покриттів. Електролізер працює завдяки зовнішньому джерелу живлення, який подає електричний струм. Спрощено агрегат виконаний у вигляді корпусу, в який вмонтовано два або декілька електродів. В якості електродів можуть бути використані будь-які матеріали, що забезпечують достатню провідність (метали і їх сплави, графіт, напівпровідникові матеріали).

На катоді осідає метал або до нього направляють іони відокремленого газу (при розщепленні води). При підході до анода аніони позбавляються свого заряду і стають нейтральними частинками. В результаті вони осідають на електроді. У катода відбуваються схожі реакції: катіони забирають у електрода електрони, що призводить до їх нейтралізації. В результаті катіони осідають на електроді. Наприклад, при розщепленні води утворюється водень, який піднімається вгору у вигляді бульбашок. Щоб зібрати цей газ над катодом споруджуються спеціальні патрубки. Через них водень надходить в необхідну ємність, після чого його можна буде використовувати за призначенням.

Конструктивні особливості кожного виду подібного обладнання дозволяють вирішувати лише конкретні завдання, які пов'язані з забезпеченням якості речовин, що виділяються, швидкістю реакції, що відбувається, енергоємністю установки [10-12].

Основною характеристикою подібних агрегатів є продуктивність. Тобто це кількість розчину або речовини, яке установка може переробляти за певний період часу. Даний параметр вказується в найменуванні моделі. Однак на нього також можуть впливати і інші показники: сила струму, напруга, вид електроліту і так далі.

Конструктивні особливості електролізерів, які використовуються для розчинів, представлені на рис. 1.4.

|  |  |
| --- | --- |
| а) | б) |
| в) | г) |

Рис. 1.4 – Конструктивні особливості електролізерів: а) сухий агрегат; б) проточний агрегат; в) мембранний агрегат; г) діафрагмовий агрегат

В сухих агрегатах можна маніпулювати кількістю комірок, пристрій буде живитися від джерела з напругою, яка істотно перевищує мінімальний електродний потенціал. Конструкція проточних агрегатів складається з ванни з електродами *А*, повністю залитої розчином, з якої, в ході електрохімічного процесу, видавлюється газ разом з електролітом в бак *D* через трубу *В*. В баці газ відокремлюється від електролітного розчину та виводиться через вихідний клапан *С.* Електроліт повертається в гідролізну ванну через трубу *Е*. В мембранних агрегатах використовується твердий електроліт у вигляді мембрани, яка має полімерну основу. Мембрана може переносити протони і іони, в тому числі розділяти електроди і кінцеві продукти електролізу. Діафрагмові пристрої застосовуються у випадках, коли не можна допустити дифузію кінцевих продуктів електролізного процесу. З цією метою застосовують пористу діафрагму, яка виконана зі скла, азбесту або кераміки. У ряді випадків в якості подібної діафрагми можуть застосовуватися полімерні волокна або скляна вата. Конструкція складається з колби 2 з виходом для кисню 1 та водню 3, аноду 4 і катоду 5, між якими встановлена діафрагма 6 [13].

Високотемпературну пару для електролізеру може забезпечити високотемпературний парогенератор в газоохолоджувальній ЯЕУ, який використовує відведену теплоту від активної зони реактора. Газотурбінна установка, як елемент модульної ЯЕУ ГТ-МГР, дозволяє задовольнити потреби в необхідних питомих витратах електроенергії для електролітичного розкладання води.

* 1. **Високотемпературний парогенератор: принцип роботи і конструкція**

Парогенератор представляє собою теплообмінний апарат для виробництва водяної пари з тиском вище атмосферного за рахунок теплоти первинного теплоносія, що надходить з ядерного реактора.

Парогенератори застосовуються на дво- і триконтурних АЕС. На одноконтурних їх роль відіграє сам ядерний реактор. Парогенератори, поряд з конденсаторами турбіни і проміжними теплообмінниками, є основними теплообмінниками АЕС, від характеристик яких істотно залежать ККД і економічні характеристики станції.

Різні типи і моделі промислових парогенераторів мають різні конструкції, проте, окремі елементи даного обладнання є постійними. Даними елементами є такі [14]:

* каркасна основа парогенератора,
* котел,
* електроніка.

В даний час розробляються парогенератори для гелієвих реакторних установок четвертого покоління, які представляють собою корпус первинного контуру з розміщеним в ньому пакетом труб невеликого діаметра (2-4 см) в якості вторинного контуру. Розглядається кілька різних конфігурацій корпусу і трубного пакету. Для збільшення інтенсивності теплопередачі в корпусах первинного контуру використовують турбулізатори потоку різної конфігурації. Для збільшення ефективності теплообміну трубні пакети вторинного контуру можуть бути однопрохідними і багатопрохідними. Часто використовується оребрення труб в пакетах вторинного контуру.

Характерним для конструкції парогенераторів є перенесення теплоти від гарячого теплоносія всередині корпусу первинного контуру до холодного теплоносія, що прокачується через встановлений всередині корпусу трубний пакет (рис. 1.5). Хоча також розглядаються і варіанти конструкції парогенераторів, в яких пар низького тиску прокачується через корпус парогенератора, а реакторний газ – через трубний пакет. Це дозволяє мінімізувати товщину стінок корпусу парогенератора. Найбільш перспективною конструкцією парогенератора є парогенератори протиточного типу зі спірально закрученими трубними пучками, що підвищує компактність парогенератора і збільшує інтенсивність теплопередачі. Скручені в спіраль труби вторинного контуру парогенератора зібрані в циліндричний трубний пучок, як показано на рис. 1.5 [15]. Така конструкція парогенератора дозволяє забезпечити на 16 ... 43% більшу інтенсивність тепловіддачі, ніж в парогенераторах з прямими трубами.

Кілька важливих вимог пред'являються до парогенераторів АЕС. Зокрема, велика увага приділяється забрудненню і засміченню труб, оскільки це призводить до значного зниження ефективності парогенератора, і призводить до зупинки реакторної установки для проведення профілактичних робіт. Існує також ризик руйнування труб парогенератора, що призводить до перемішування гарячого і холодного теплоносіїв, що призводить до порушення роботи реактора і його зупинці.



Рис. 1.5 – Конструкція парогенератора: 1 – зовнішній корпус; 2 – внутрішній корпус, 3 – вихід пари з пароперегрівача; 4 – зона компенсації розширення, 5 – вихід пари високого тиску; 6 – проникнення, 7 – вхід в пароперегрівач; 8 – вхід води; 9 – центральна труба; 10 – вихід гелію; 11 – перший трубний пучок; 12 – зовнішній кожух; 13 – другий трубний пучок; 14 – трубний пучок перегрівача; 15 – вхід гелію

Високі вимоги по надійності, герметичності, компактності, технологічності, що пред'являються до парогенераторів установок з газоохолоджувальні реакторами, роблять визначальний вплив на вибір типу їх теплообмінних поверхонь. Ці вимоги були покладені в основу розрахунку і аналізу парогенератора проекту перспективної реакторної установки ГТ-МГР ВЕП [15].

* 1. **Використання парогенераторів в ядерних енергетичних установках**

Виробництво пари на АЕС здійснюється або безпосередньо в ядерних реакторах, або в парогенераторах. Зокрема в газоохолоджувальних ядерних енергетичних установках четвертого покоління виробництво пари для потреб хімічних підприємств або для виробництва водню методом високотемпературного електролізу пари здійснюється в високотемпературних парогенераторах. Парогенератор АЕС є одиничний теплообмінний апарат або їх сукупність. В парогенераторах виробляється високотемпературна перегріта пара з використанням відведеної теплоти від активної зони реактора охолоджуючого середовища першого контуру омиваючої поверхні нагрівання парогенератора. Основні характеристики парогенератора АЕС такі ж, як і для парогенераторів теплових електричних станцій: паропродуктивність, тиск і температура пари, а також температура живильної води. Важливим показником якості пари є її чистота, тобто кількість різних домішок, що в ній містяться. У загальному випадку, парогенератор АЕС складається з нагрівального (водяний економайзер), парогенеруючого (випарник) і перегрівального (пароперегрівача) елементів. Вони можуть бути суміщені в єдиному корпусі або ж виконуватися у вигляді самостійних теплообмінників, включених до охолоджуючого реактор середовища, а також до середовища, що нагрівається в парогенераторі. В даному випадку середовище, яке нагрівається (вода, пароводяна суміш, пара) є робочим тілом (вторинним теплоносієм), а середовище, яке охолоджує реактор – первинним теплоносієм. Рух робочого тіла в парогенераторі, як правило, одноразове і примусове.

Основними вимогами до парогенераторів АЕС є:

1. Схема парогенератора і конструкція його елементів повинні забезпечити необхідну паропродуктивність і задані параметри пари при будь-яких режимах роботи ЯЕУ. Виконання цієї вимоги передбачає найбільш економічну роботу, як при нормальній, так і при змінних режимах роботи АЕС.

2. Одинична потужність парогенератора повинна бути максимально можливою при заданих проектних умовах. Ця вимога пов'язана з поліпшенням техніко - економічних показників при збільшенні потужності одиничного агрегату.

3. Всі елементи парогенератора повинні володіти безумовної надійністю і безпекою.

4. З'єднання елементів і деталей парогенератора повинні забезпечувати необхідну щільність, яка виключає можливість перетоків з одного контуру в інший.

5. Парогенератор повинен виробляти пару необхідної чистоти, що дозволить забезпечити надійність роботи високотемпературних пароперегрівачів.

6. Конструкція елементів парогенератора повинна бути проста і компактна, має забезпечувати зручність монтажу та обслуговування, можливість виявлення і ліквідації пошкоджень, можливість повного дренування.

7. Схема і конструкція парогенератора повинні забезпечувати високі техніко - економічні показники. При проектуванні парогенераторів є заданими вид і робочі параметри теплоносіїв на вході і виході. Тому особливого значення для отримання техніко-економічних показників парогенератора має правильний вибір його конструктивної схеми, матеріалів, розмірів елементів поверхонь теплообміну і швидкостей руху теплоносіїв. Важливим фактором є прийняття необхідних заходів для зниження втрат в навколишнє середовище.

Властивості первинних теплоносіїв використовуваних в АЕС повинні задовольняти вимогам фізичних, фізико-хімічних і теплофізичних процесів в першому контурі ЯЕУ. За ядерно-фізичними властивостями речовина первинного теплоносія має володіти якомога меншими властивостями захоплення і розсіювання нейтронів. Вони повинні мати високу радіаційну стійкість і мінімально можливу здатність до активації при проходженні через активну зону реактора.

З точки зору фізико - хімічних властивостей речовина первинного теплоносія не повинно мати високу хімічну і електрохімічної активності по відношенню до матеріалів контуру і вторинного теплоносія.

За теплофізичних властивостях речовина первинного теплоносія має забезпечити інтенсивне відведення теплоти з реактора при високих температурах. Відповідно, чим вище рівень відведення теплоти з реактора, тим вище можуть бути параметри пари, що виробляється в парогенераторі.

Газоподібні і рідкометалеві теплоносії в принципі не мають обмежень по найвищій температурі. Але слід зазначити, що через досить поганих теплофізичних властивостей газів, які обумовлюють досить велику різницю температур на границі стінка - газ, отримання високих температур газу на виході з реактора можливо тільки при використанні різних способів інтенсифікації процесу тепловіддачі. В умовах реактора помітна інтенсифікація тепловіддачі може бути здійснена головним чином, за рахунок збільшення масової швидкості, що може бути досягнуто деяким збільшенням тиску в охолоджувальному контурі. Тільки рідкі метали і гази, які використовуються в якості первинного теплоносія, дають можливість отримання на виході з реактора високих температур і дозволяють виробляти в парогенераторі пару високих, надвисоких і надкритичних параметрів.

Найбільш перспективним теплоносієм для газоохолоджувальні АЕС четвертого покоління є гелій, який за своїми теплопередавальними властивостями лише трохи поступається водню. Теплопровідність гелію на порядок вище інших (крім водню) газів. З цієї причини гелій при інших рівних умовах може сприйняти більшу кількість теплоти за рахунок збільшення різниці температур на вході і виході з теплообмінника. При одній і тій же теплової потужності теплообмінника площа поверхні теплообміну омивається гелієм на ~ 30% менше, ніж при використанні, наприклад, діоксиду вуглецю. У зв'язку з цим гелій є найперспективнішим теплоносієм для високотемпературних ЯЕУ четвертого покоління, що дозволяє отримувати високі, надвисокі і надкритичні параметри. До недоліків гелію як теплоносія слід віднести його малу об'ємну теплоємність. Тому для перенесення великої кількості теплоти необхідно передбачати великі температурні перепади на вході в поверхні теплообміну і виході з них. При практичному використанні гелію потрібно мати на увазі його високу вартість і така властивість, як текучість (здатність протікати через найменші нещільності).

При розробці високоекономічних і надійних парогенераторів АЕС велике значення має правильний вибір їх конструкційної схеми. До характеристик, які визначають конструкційну схему парогенератора в цілому і його окремих елементів, відносяться: спосіб обтікання теплоносієм теплопередавальної поверхні і її форма, компонування елементів парогенератора і принцип руху робочого тіла і ін. Вибір і обґрунтування кожної характеристики виконуються послідовно в процесі проектування і остаточно уточнюються після завершення теплогідравлічного і конструкторського розрахунків.

Першим важливим питанням є вибір способу обтікання теплоносієм теплопередавальних поверхонь. Тут слід мати на увазі, що середовище з великим тиском необхідно направляти в канали з меншим еквівалентним діаметром, дотримуючись по можливості принцип протитоку. Оптимальна форма теплопередавальних поверхонь вибирається з умов досягнення найбільшої компактності та запобігання виникненню високих температурних напружень. Перше з цих умов пов'язане з розміром теплопередавальних поверхонь і їх компонуванням, а друге обумовлюється вимогою забезпечення надійності парогенератора. Температурні напруги виникають внаслідок поєднання в конструкції парогенератора елементів з істотно різними температурами або при використанні матеріалів з різними коефіцієнтами лінійного розширення, а також в елементах великої товщини зі значними перепадами температури в них. Перші можуть бути усунені за рахунок застосування спеціальних компенсаторів або шляхом використання конструкцій, що володіють властивостями самокомпенсації.

Компенсатори можуть бути виконані в корпусі або безпосередньо в поверхнях теплопередачі. Найбільш простим способом компенсації термічних напружень в трубах є їх попередній прогин. В цьому випадку компенсація різниці температурних подовжень труб і корпусу буде здійснюватися за рахунок зміни величини прогину труб. Найбільш доцільне використання самокомпенсації поверхонь теплопередачі. Вона виявляється можливою при відсутності жорсткого кріплення труб на обох кінцях корпусу в разі використання труб змієвидного типу. Трубні змійовики можуть бути плоскими, гвинтовими і спіральними. Найпростішим плоским змійовиком є змійовик з одним вигином – U - подібна трубка. Змійовики з великим числом вигинів як плоскі, так гвинтові і спіральні, ускладнюють технологію виготовлення поверхонь теплопередачі і до їх подорожчання, а в окремих випадках, і до зниження їх надійності через велику кількість зварних швів. Різні схеми теплообмінників - парогенераторів представлені на рис. 1.6.

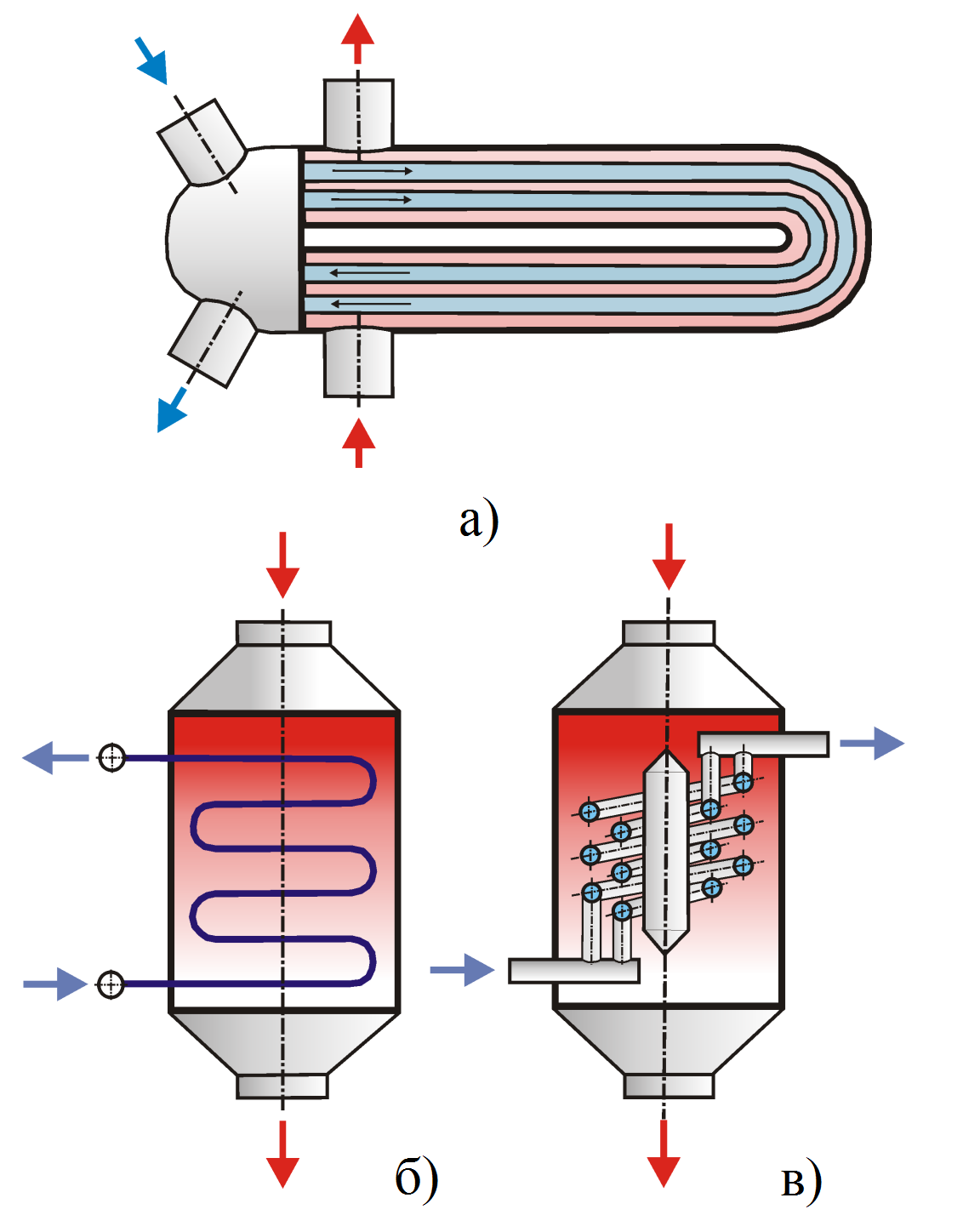


Рис. 1.6 – Схеми теплообмінників - парогенераторів АЕС: а) горизонтальний парогенератор з U - подібними трубами; б) вертикальний парогенератор з плоскими зміївиками; в) вертикальний парогенератор з гвинтовими закрученими трубами

Якщо потрібна площа поверхні теплопередачі невелика і не ставиться вимога підвищеної компактності парогенератора, то більш доцільною формою самокомпенсуючих поверхонь буде пучок U - подібних труб. При великій потрібній площі поверхні теплообміну у високотемпературних парогенераторах АЕС четвертого покоління для забезпечення високої компактності парогенератора найбільш доцільним видається використання самокомпенсуючих поверхонь у вигляді пучків змієвикових (гвинтових закручених) труб (рис. 1.6 в).

У таблиці 1.1 наведені основні дані для двох парогенераторів АЕС нового покоління (існуючого і перспективного [16, 17]), виконаних за конструктивною схемою рис. 1.6 в, що використовують гелій в якості первинного теплоносія.

Таблиця 1.1

Основні дані для двох парогенераторів АЕС нового покоління

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № пп | Парогенератор | , 0С | , 0С | ,  МПа | , кг/с | , 0С | , 0С | ,  бар | , кг/с | , мм |  | , м |
| 1. | THTR-300 [29] | 667 | 288 | 3,8 | 50 | 180 | 553 | 19,6 | 41 | - | 80 | 6955 |
| 2. | NGNP [2] | 750 | 322 | 6,98 | 250 | 200 | 540 | 17,2 | 216 | 31,8 | 441 | 63504 |

Наведені в таблиці 1.1 дані дозволяють оцінити значення основних параметрів парогенераторів АЕС четвертого покоління з гелієвим теплоносієм. Для моделювання процесів в парогенераторах були використані такі програмні пакети як TRACE [16] і RELAP5-3D [17], які показали високу точність розрахунків процесів теплопередачі в парогенераторі.

На рис. 1.7 представлені результати моделювання зміни температури теплоносіїв в парогенераторі за допомогою програмного пакета TRACE [16]. На червона лінія відповідає температурі гелію, сині лінії – температурі води і водяної пари в залежності від площі поверхні теплопередачі парогенератора.

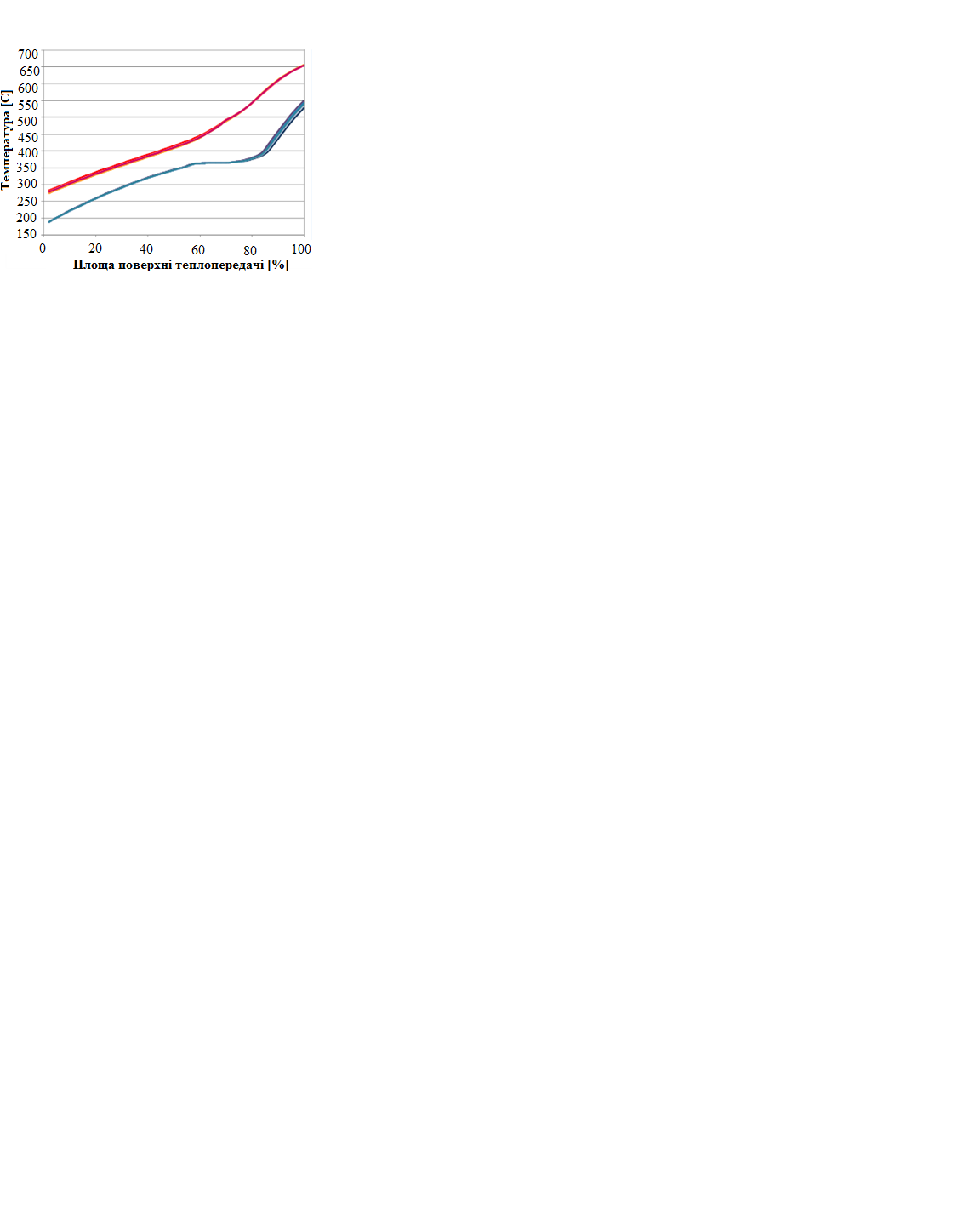


Рис. 1.7 – Результати моделювання зміни температури теплоносіїв в парогенераторі за допомогою програмного пакета TRACE [16]

З рисунка видно, що для заданих параметрів парогенератора процес випаровування води відбувається в діапазоні сумарною площею поверхні теплопередачі 60 ... 75%.

Таким чином, для забезпечення необхідної паропродуктивності, надійності та безпечної експлуатації парогенератора, його конструкція та спосіб обтікання теплоносієм теплопередавальних поверхонь є визначальними.

## Мета та задачі дослідження

З аналізу існуючих світових тенденцій в перспективних розробках створення газоохолоджувальних ядерних енергетичних установок четвертого покоління можна зробити висновок, що вони можуть розглядатися не тільки як установки для виробництва теплової та електричної енергії, а також в якості виробників високотемпературної пари для потреб хімічних технологій і водневої енергетики.

Найбільш багатообіцяючим способом отримання водню є метод високотемпературного електролізу пари з газоохолоджувальних ЯЕУ з високотемпературними парогенераторами. В парогенераторах виробляється високотемпературна перегріта пара з використанням відведеної теплоти від активної зони реактора охолоджуючого середовища першого контуру омиваючої поверхні нагрівання парогенератора.

Дана робота присвячена дослідженню високотемпературного парогенератора в ядерній енергетичній установці ГТ-МГР.

Основна мета роботи полягає в дослідженні теплогідравлічних та геометричних параметрів парогенератора ГТ-МГР для виробництва електроенергії та водню, а також в моделюванні процесу теплообміну при кипінні рідини.

Задачею дослідження є розробка математичної моделі високотемпературного парогенератора ЯЕУ четвертого покоління з використанням гелію в якості первинного теплоносія, а так само створення концептуальної методики оптимізації його теплогідравлічних і масогабаритних характеристик.

**РОЗДІЛ 2**

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА ГТ-МГР З ГВИНТОВИМИ ЗАКРУЧЕНИМИ ТРУБНИМИ ПУЧКАМИ**

* 1. **Розрахункова схема та основні геометричні параметри**

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

Залежно від рівня розробок парогенеруючого обладнання доцільно застосовувати різні методи оптимізаційних досліджень. 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 четвертого покоління 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

Для проектів високотемпературних ядерних енергетичних установок, які розробляються в даний час, як для виробництва електроенергії, так і для забезпечення потреб різних хіміко-технологічних виробництв парогенератор є одним з найбільш критичних компонентів. Парогенератор являє собою теплообмінний апарат трубчастого типу, який може мати різне розташування труб і напрямок руху теплоносіїв.

В роботі розглядається розрахункова схема, яка представляє собою найбільш перспективну конструкцію парогенератора АЕС з гвинтовими закрученими (змієвиковими) трубами, розміщеними в корпусі у вигляді ряду паралельно з'єднаних трубних циліндрів (рис. 2.1 а, б) [17, 18].

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| а) | б) |
| Рис. 2.1 **–** Конструкція типового теплообмінника (парогенератора) з гвинтовими закрученими трубами | |

При великих значеннях радіусів закрутки труб в парогенераторі (*Rвн* і *Rзовн*) розрахункову схему теплообмінника можна уявити як трубний пучок, поперечно обтічний потоком гарячого теплоносія (рис. 2.2 а, б). При цьому, труби в пучках можуть розташовуватися як в шаховому, так і в коридорному порядку.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| а) | б) |
| Рис. 2.2 **–** Розрахункова схема парогенератора з гвинтовими закрученими трубами (шахове розташування труб) | |

Для розглянутої схеми основними геометричними параметрами теплообмінника (парогенератора) являються:

Для теплообмінника з гвинтовими закрученими трубами число труб в трубному пучці може бути визначено з виразу:

,

де *Nт* – число труб в трубному пучці; *Rзовн* – зовнішній діаметр кожуха; *Rвн* – внутрішній діаметр кожуха; *Lт* – висота трубного пучка; *S1* – поперечний крок труб в пучці; *S2* – повздовжній крок труб в пучці.

Радіуси *Rвн* и *Rзовн* пов’язані між собою наступним співвідношенням:

.

Таким чином, мінімальне значення радіуса внутрішнього кожуха може бути визначено з виразу:

.

Довжина труб в *i* – му ряді визначається з виразу:

,

де *Ri* – радіус закрутки *i* – го ряду труб; – число витків в *i* – му ряді.

* 1. **Класифікація розрахунків теплообмінних апаратів**

Для аналізу теплообмінного обладнання різного призначення використовуються два основні класи математичних моделей. Це – моделі з зосередженими параметрами і моделі з розподіленими параметрами [19].

У моделях з зосередженими параметрами просторові зміни теплофізичних величин не аналізуються і теплофізичні властивості теплоносіїв, а отже, і коефіцієнти тепловіддачі вважаються однорідними у всьому об’ємі ТОА. Моделі з розподіленими параметрами на відміну від попередніх враховують детальні зміни режиму перенесення теплоти при русі теплоносіїв від однієї координати теплообмінної поверхні до іншої.

Моделі ТОА з зосередженими параметрами простіші, ніж моделі з розподіленими параметрами, але останні більш точні з фізичної та методологічної точки зору, оскільки дозволяють розглядати теплообмінний апарат як сукупність дуже великого числа складно з'єднаних між собою мікротеплообмінників (теплообмінних елементів), в межах елементів поверхонь яких або значень температурних перепадів теплофізичні властивості теплоносіїв можна з великою точністю вважати постійними.

Моделі з розподіленими параметрами використовуються в інтервально-ітераційних розрахунках, які, по суті, аналогічні чисельному інтегруванню системи диференціальних рівнянь теплопередачі і теплового балансу зі змінними в ході кожної ітерації граничними умовами. Найчастіше в алгоритм інтервально-ітераційних розрахунків закладені кінцево-різницеві процедури, відповідно до яких теплообмінна поверхня або температурний перепад розбивається на велике число елементів (інтервалів), розрахувати які за один прохід виявляється неможливим з огляду на невизначеності значень кінцевих температур елемента або площі його поверхні теплообміну .

Моделі з розподіленими параметрами володіють високою точністю і знаходять застосування при виконанні дослідницьких і оптимізаційних розрахунків, а також використовуються в тих випадках, коли потрібно виконати аналіз зміни будь-якого параметра по довжині ТОА.

Моделі з зосередженими параметрами використовуються в інтегральних розрахунках (розрахунках ТОА в цілому), які необхідні на всіх стадіях проектування ТОА. При розробці моделей з зосередженими параметрами постає питання узгодження умовних значень середнього по поверхні теплообміну коефіцієнта теплопередачі і середнього температурного напору, яка вирішується шляхом відповідного розрахунку визначальних температур.

У даній роботі розглядається модель теплообмінника (парогенератора) з розподіленими параметрами. Вже згадана в роботі модель може бути використана для коригування базових рівнянь за наявними експериментальними даними, для аналізу умов переносу теплоти, а також для виявлення впливу різних фізичних або експлуатаційних факторів на показники ефективності ТОА.

* 1. **Інтервально-ітераційна розрахункова схема парогенератора**

Розглянемо типову конструктивну схему парогенератора ЯЕУ (рис. 2.3) [19].

Як видно з рисунка, 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); кінцевого пароперегрівача, в якому відбувається нагрівання пари до її максимальної температури.

|  |
| --- |
| C:\Users\safronova\Desktop\Безымянный.png |
| Рис. 2.3 – Типова конструктивна схема парогенератора з гвинтовими закрученими трубами [19] |

Таким чином, можна уявити, що парогенератор складається з чотирьох умовних теплообмінників, у яких в якості первинного (гарячого) теплоносія використовується гелій, а в якості вторинного теплоносія в економайзері використовується вода, у 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 модуля (рис. 2.4).

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 2.4 – Розрахункова схема парогенератора |

В результаті маємо чотири паралельно з'єднаних між собою умовних теплообмінних модуля з протиточною схемою руху теплоносіїв, в яких вторинний теплоносій перебуває в різних фазових станах і реалізуються різні умови процесу теплопередачі.

Відповідно до обраної моделі ТОА з розподіленими параметрами кожен з розглянутих теплообмінних модулів в свою чергу розбивається на  теплообмінні елементи, що складаються з  паралельно з'єднаних між собою гвинтових закручених труб (рис. 2.5).

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 2.5 – Розрахункова схема теплообмінного модуля |

У кожному елементарному теплообмінному елементі приймається протиточна схема руху первинного і вторинного теплоносіїв.

* 1. **Кореляційні залежності для розрахунку процесу теплообміну однофазного потоку**

Теплопередача в елементарному трубчастому теплообмінному елементі з урахуванням зміни теплофізичних властивостей по довжині теплообмінника може бути описана для кожної труби трубного пучка рівнянням для теплового потоку через циліндричну стінку при граничних умовах третього роду:

,

де  – локальний лінійний коефіцієнт теплопередачі;  – локальне значення середньологарифмічного температурного напору; ,  – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони гарячого і холодного теплоносіїв; ,  – зовнішній і внутрішній діаметр труб;  – довжина ділянки труби.

Коефіцієнти тепловіддачі в залежності від взаємного розташування труб в пучку визначаються з представлених нижче експериментальних кореляційних залежностей.

*Із зовнішнього боку трубного пучка (з боку гарячого теплоносія)*

Оскільки схему перебігу в розглянутому теплообміннику з боку гарячого теплоносія можна уявити як поперечне обтікання пучка гладких труб (рис. 2.2), то для визначення коефіцієнтів тепловіддачі можна скористатися наступними кореляційними залежностями [20]:

Шахове розташування труб в пучку

 для 

 для  и 

 для  и 

 для 

В якості визначального розміру у даних виразах використовується зовнішній діаметр труб ().

Коридорне розташування труб в пучку [19, 20]

 для 

 для 

 для 

Тут як визначальний розмір використовується гідравлічний діаметр пучка труб ().

В роботі [18] використовуються наступні кореляційні залежності для коридорного розташування труб в пучку:

 для 

 для 

 для 

 для ,

де  – поправочний коефіцієнт на малорядність пучка;  – поправочний коефіцієнт на кут атаки;  – температурний фактор.

В якості визначальної швидкості використовується середня швидкість потоку в міжтрубному просторі, а в якості визначального розміру – зовнішній діаметр труб (). Кореляційні залежності були використані в якості базових у розробленій математичній моделі парогенератора.

Поправочний коефіцієнт на малорядність пучка залежить від числа Рейнольдса і компонування труб в пучку.

Для шахових пучків (, )



Для коридорних пучків (, )

,

де  – число рядків пучка.

В тому випадку, коли , то для шахових пучків рекомендується приймати , а для коридорних – , також  при . Якщо , то впливом числа Рейнольдса на  можна знехтувати.

Поправочний коефіцієнт  на кут атаки для шахових або коридорних пучків можна розрахувати за такою залежністю:

,

де φ – кут атаки.

При поперечному обтіканні труб , при повздовжньому обтіканні – . Дане рівняння справедливе в діапазоні зміни кута атаки .

Температурний фактор  визначається з виразу:

,

де ,  – числа Прандтля пораховані по температурі потоку та стінки відповідно.

Оскільки значення температурного фактора мало відрізняється від одиниці, в розробленій математичній моделі приймається .

*З внутрішньої сторони труб (з боку холодного теплоносія)*

При русі потоку в гвинтових закручених трубах (зміївиках) під дією відцентрових сил відбувається деформація профілю швидкості в перерізі каналу, при цьому в потоці виникають вторинні циркуляційні течії (макровихорі), що збільшують ступінь турбулізації ядра потоку, що призводить до інтенсифікації процесу перенесення теплоти. Біля стінки каналу інтенсивність вторинної циркуляції зменшується, тому в області примежового шару переважає молекулярний механізм перенесення теплоти. Найбільший ефект інтенсифікації тепловіддачі може бути досягнутий в ламінарній області течії в каналах, де інтенсифікація тепловіддачі досягається за рахунок закрутки потоку.

В ламінарній області течії виникнення в потоці вторинної циркуляції (макровихорів) відбувається при критичних значеннях числа Рейнольдса. Критичне число Рейнольдса можна визначити з виразів [19]:

 для 

або  для ,

де *Dзм* – діаметр вигину (заокруглення) труби; *dвн* – внутрішній діаметр труби.

Для ламінарної (докритичної) області течії () в роботі [21] рекомендується наступна кореляційна залежність:



Для турбулентної течії з макровихорами () в роботі [22] запропонована наступна залежність:

,

де  – число Нуссельта, визначене для прямої гладкої труби.

Число Нуссельта для течії рідини в прямій гладкій трубі можна визначити з відомої кореляційної залежності Діттуса – Болтера:

 (1.1)

В роботі [18] для турбулентної течії з макровихорами в зміївиках використовується запропонована Шмідтом кореляційна залежність:

,

де  визначається за рівнянням (1.1).

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

; 

* 1. **Моделювання процесу теплообміну при кипінні рідини**
     1. **Основні параметри двофазного потоку**

Розглянемо основні параметри, що характеризують рух двофазного потоку в каналах. Індексом «п» і «р» будемо позначати парову і рідку фази потоку відповідно.

При течії двофазного потоку в кожен фіксований момент часу всередині киплячої рідини знаходиться певна кількість пари у вигляді спливаючих або рівномірно розподілених в рідини пухирців. Якщо в кожен момент часу всередині рідини у вигляді спливаючих бульбашок знаходиться маса *Mп* пари і якщо маса решти рідини дорівнює *Mр*, то об’єм двофазної суміші становить:



Об'ємний паровміст двофазного потоку являє собою відношення об’єму пари до обсягу суміші:



При русі двофазного потоку площа поперечного перерізу каналу *F* частково зайнята парою *Fп* і частково рідиною *Fр*.

Істинний об'ємний паровміст буде характеризуватися величиною:



Об'ємний витратний паровміст являє собою відношення об'ємної витрати пари до об'ємної витрати суміші:



Масовий витратний паровміст визначається як відношення масових витрат пари і суміші:

.

Коефіцієнт ковзання визначається як відношення швидкості парової фази до швидкості рідкої фази:

.

Істинний об'ємний паровміст і ковзання двофазного потоку в загальному випадку пов'язані між собою наступним співвідношенням:

.

Щільність двофазного потоку залежить від істинного об'ємного паровмісту і визначається з виразу:

.

При моделюванні двофазного потоку зроблено допущення, що двофазний потік є гомогенним, тобто  і . Таке припущення дозволяє відносно просто описувати двофазний потік як однофазний потік зі змінними теплофізичними властивостями.

Слід зауважити, що допущення про гомогенність двофазного потоку накладає дуже великі обмеження і фактично забезпечує достатню точність розрахунків в області дисперсної бульбашкової і дисперсної крапельної течій (області підсихання пари).

* + 1. **Режими течії двофазного потоку**

Залежно від параметрів потоку у вертикальній трубі можна визначити кілька режимів течії двофазного потоку, які реалізуються в залежності від фізичних властивостей рідини, тиску і геометрії каналу, а також від витрати рідини і масового витратного паровмісту [23]. Розрізняють такі режими течії двофазного потоку (рис. 2.6) [23, 24]: бульбашкова (а) і дисперсно - бульбашкова течія (б) (дрібні бульбашки пари рівномірно розподілені в рідкій фазі); пробкова течія (в); спінена (збовтана) течія (г); стрижнева течія (з рідкою плівкою на стінках труби) (д); дисперсна (е) течія «туман» (течія з дрібнодисперсними крапельками рідини, рівномірно розподіленими в паровій фазі). У горизонтальних трубах розглядається також і режим стратифікованої течії при мінімальних витратах рідини (коли дві фази розділяються під дією гравітаційних сил).

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 2.6 – Режими течії двофазного потоку в вертикальній трубі |

Для моделювання парогенератора ЯЕУ представляє теоретичний інтерес течія киплячої рідини в вертикальному каналі довільної форми. Структура потоку в вертикально розташованій трубі представлена на рис. 2.7.

|  |
| --- |
| **C:\Users\safronova\Desktop\Безымянный.png** |
| Рис. 2.7 – Структура потоку та характерні режими теплообміну в вертикальній трубі |

Як видно з рисунку, 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 стрижневого режиму течії. Зрештою, рідка плівка на поверхні випаровується і встановлюється дисперсний режим течії ( «туман»). Після випаровування всіх дисперсних крапель рідини в потоці встановлюється режим однофазної течії парової фази.

Таким чином, можна умовно виділити два механізми теплообміну при кипінні рідини в вертикальних трубах, які принципово відрізняються один від одного: бульбашкове (об'ємне) кипіння (коли парова фаза утворюється у вигляді бульбашок на окремих центрах пароутворення в об’ємі рідини і на стінках труби) і плівкове кипіння ( вимушений конвективний теплообмін через рідку плівку).

При бульбашковому кипінні процес тепловіддачі є строгою функцією від величини коефіцієнта тепловіддачі бульбашкового кипіння, що залежить від величини питомого теплового потоку – .

При плівковому кипінні тепловіддача () залежить від питомого теплового потоку, а також від локального значення масового витратного паровмісту і масової швидкості потоку.

Бульбашковий механізм кипіння надає переважний вплив при малих значеннях масового витратного паровмісту і високих значеннях питомого теплового потоку, в той час, як плівковий механізм переважає при великих значеннях масового витратного паровмісту, масової швидкості потоку і малих значеннях питомого теплового потоку. Для перехідних умов одночасно діють обидва розглянуті механізми теплообміну (відбувається руйнування структур бульбашкового кипіння, і формування рідкої плівки на поверхні каналу).

* + 1. **Кореляційні залежності для розрахунку тепловіддачі в двофазному потоці при кипінні рідини**

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

,

де  – коефіцієнт тепловіддачі двофазного потоку;  – коефіцієнт тепловіддачі бульбашкового кипіння;  – коефіцієнт тепловіддачі плівкового кипіння; *n* – показник степені.

На рис. 2.8 представлена залежність відносного коефіцієнта тепловіддачі для двофазного потоку від величини відносного питомого теплового потоку. З рисунка видно, що з ростом теплового потоку, що підводиться, внесок механізму бульбашкового кипіння на величину коефіцієнта тепловіддачі зростає і при повністю бульбашковому режимі кипіння значення коефіцієнта тепловіддачі виявляється в 3,2 ... 4,5 рази більше, ніж при плівковому кипінні.

|  |
| --- |
| C:\Users\safronova\Desktop\Безымянный.png |
| Рис. 2.8 – Залежність відносного коефіцієнта тепловіддачі для двофазного потоку від відносного питомого теплового потоку |

Коефіцієнт тепловіддачі при бульбашковому кипінні () визначається за наявними в літературі експериментальним кореляційним залежностям. Конвективний коефіцієнт тепловіддачі  визначається з урахуванням допущення про те, що потік є рідкою фазою, коефіцієнт тепловіддачі якого  знаходиться так само, як для однофазної турбулентної течії з використанням відомих кореляційних залежностей (наприклад, кореляції Діттуса – Болтера (1.1)). При розрахунку коефіцієнта тепловіддачі для рідкої фази () робиться припущення, що потік рідкої фази займає  площі поперечного перерізу каналу, в якому рухається двофазний потік.

У розробленій математичній моделі реалізовано п'ять різних методів розрахунку теплообміну при кипінні у вертикальній трубі, заснованих на експериментальних кореляційних залежностях. Нижче розглянемо особливості кожного з них.

*Метод Чена*

Ченом [24] були отримані кореляційні залежності для розрахунку теплообміну при кипінні на основі обробки 1000 експериментів з дистильованою водою, етилен гліколем і сумішами води і етилен гліколю, що мають абсолютну похибку . У запропонованій методиці вважається, що локальне значення коефіцієнта тепловіддачі для двофазного потоку () є сумою коефіцієнтів тепловіддачі для бульбашкового ()) і плівкового () режимів кипіння:

.

Було зроблено припущення, що температурний градієнт в шарі рідини біля стінки труби в умовах вимушеної конвекції відповідає градієнту температури в умовах об'ємного кипіння, з частковим придушенням центрів кипіння і, таким чином, збільшує внесок бульбашкового кипіння у загальний механізм теплообміну. З іншого боку, парова фаза, що утворюється в процесі випаровування рідини, збільшує швидкість руху рідкої фази, а, отже, і внесок конвективного механізму теплообміну приводить до зростання інтенсивності теплообміну в порівнянні з однофазним потоком. Врахування цих двох ефектів формулюється у вигляді наступного виразу:

,

де  – коефіцієнт тепловіддачі бульбашкового кипіння, розрахований з використанням кореляції Форстера – Зубера [26]; *S* – фактор придушення бульбашкового кипіння;  – коефіцієнт тепловіддачі для однофазної турбулентної течії рідкої фази, розрахований з використанням кореляції Діттуса – Болтера; *F* – фактор інтенсифікації конвективного теплообміну рідкої фази за рахунок двофазності потоку.

Для визначення значення коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні в методиці Чена використовується кореляційна залежність Форстера – Зубера у вигляді:

, (1.2)

де  – перегрів стінки каналу (локальна різниця температури внутрішньої стінки каналу () і температури насичення ());  – різниця тиску рідкої фази при температурі стінки () і при температурі насичення ();  – коефіцієнт теплопровідності рідкої фази;  – ізобарна теплопровідність рідкої фази;  – щільність рідкої фази;  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідкої фази; σ – коефіцієнт поверхневого натягу; *r* – прихована теплота пароутворення для розглянутого вторинного теплоносія.

Для визначення коефіцієнта поверхневого натягу рідини, який входить до виразу (1.2), як функції її температури насичення в розробленій математичній моделі була отримана наступна кореляційна залежність:

.

Оскільки температура насичення сама є функцією тиску, то для її визначення в рамках розробленої моделі була отримана наступна кореляційна залежність:

.

Прихована теплота пароутворення води, що входить у вираз (1.2), також є функцією температури, тому для визначення її значення при виконанні практичних розрахунків і комп'ютерного моделювання була отримана кореляційна залежність наступного виду:

,

де *P* – тиск рідини, підставляється в барах ().

Коефіцієнт тепловіддачі конвективного теплообміну рідкої фази визначається з кореляційної залежності Діттуса – Болтера:

, (1.3)

де число Рейнольдса для рідкої фази визначається як

.

Тут *x* – масовий витратний паровміст.

Двофазний множник Чена визначається із запропонованої ним кореляційної залежності:

,

де  – параметр Мартинеллі, який враховує вплив ефекту двофазності потоку на процес конвекції. Слід зазначити, що якщо , значення множника Чена слід приймати рівним 1,0.

Параметр Мартинеллі визначається з виразу:

. (1.4)

Фактор придушення кипіння Чена (*S*) визначається з наступної кореляційної залежності:

,

де  – число Рейнольдса двофазного потоку, для визначення якого Ченом рекомендована наступна кореляційна залежність:

.

Оскільки перегрів стінки  є невідомою величиною, величини  і  визначаються методом послідовних наближень в ітераційному процесі при заданому значенні питомого теплового потоку () для елементарного теплообмінного елементу.

*Метод Шаха*

Шахом [27] були отримані кореляційні залежності для розрахунку теплообміну при русі двофазного потоку на основі узагальнення 780 наборів експериментальних даних для різних теплоносіїв (води, R-11, R-12, R-22, R-113 і циклогексану) і можуть бути використані як для вертикальних, так і для горизонтальних труб.

Для конвективного теплообміну рідкої фази коефіцієнт тепловіддачі () також, як і в методиці Чена, визначається з використанням кореляції Діттуса – Болтера (вираз (1.3)).

Величина коефіцієнта тепловіддачі плівкового кипіння в методиці Шаха залежить від ряду критеріїв (числа кипіння – *Bo*, числа конвекції – *Co* и числа Фруда – *Fr*, яке не береться до уваги для вертикальних труб) і визначається з наступної кореляційної залежності:

,

де *Co* – конвективне число.

Конвективне число визначається з такою залежністю:

,

де коригувальний фактор  при  і  при  (для вертикальних труб).

Число Фруда визначається з виразу:

,

де g – прискорення вільного падіння.

Число кипіння визначається з виразу:

, (1.5)

де *q* – питомий тепловий потік; *r* – прихована теплота пароутворення.

Коригувальний множник коефіцієнта тепловіддачі для бульбашкового режиму кипіння () визначається з наступних кореляційних залежностей:

При  і  ;

При  і  ;

При  ;

При  .

Постійна Шаха має значення  при  та  при .

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі двофазного потоку при кипінні рідини визначається з виразу:

.

Особливість даної методики полягає в тому, що бульбашковий режим кипіння характеризується тільки фізичними властивостями рідини, що входять в число кипіння, і, зокрема, величиною прихованої теплоти пароутворення. Отже, оскільки прихована теплота пароутворення зменшується з ростом тиску, то при цьому зростає.

Смітом була запропонована модифікація емпіричних залежностей методики Шаха. Зокрема для плівкового режиму кипіння були запропоновані наступні кореляційні залежності:

 при 

та  при 

Для режиму бульбашкового течії двофазного потоку при малих значеннях масового витратного паровмісту коригувальний множник рекомендовано визначати також як і в методиці Шаха з виразу:

 при .

Для більш високих значень масового витратного паровмісту отриманий Смітом коригувальний фактор розглядається для комбінованого механізму теплообміну (бульбашкового і плівкового):

 при  (1.6)

Остаточне значення коригувального фактора вибирається як  при , і  при , а коефіцієнт тепловіддачі двофазного потоку визначається з виразу:



*Метод Гунгора – Вінтертона*

Гунгор і Вінтертон (1986 рік) запропонували нову форму моделі теплообміну при кипінні рідини Чена на основі узагальнення 3693 наборів експериментальних даних для вертикальних труб, узятих з різних джерел для води, різних фреонів (R-11, R-12, R-22, R-113 і R-114), а також етилен гліколю. У запропонованій ними моделі коефіцієнт тепловіддачі для двофазного потоку (),також, як і в моделі Чена, визначається як сума вкладів плівкового і бульбашкового механізмів теплообміну з використанням базового рівняння наступного виду:

,

де  – коефіцієнт тепловіддачі для рідкої фази обчислюється за допомогою кореляції Діттуса – Болтера (1.3).

Величина коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні () визначається за допомогою отриманого Купером (1984) рівняння:

,

де *q* – питомий тепловий потік; *M* – молекулярна вага рідини;  – степінь зниження тиску рідини щодо його критичного значення (для води  МПа).

Двофазний множник Гунгор – Вінтертона (*E*) залежить від параметра Мартинеллі (1.4) і числа кипіння (1.5) і визначається з наступної кореляційної залежності:

.

Фактор придушення кипіння визначається з виразу:

,

де число Рейнольдса для рідкої фази  визначається таким же чином, як і в моделі Чена, з урахуванням величини масового витратного паровмісту.

*Метод Стейнера – Таборека*

Стейнером і Табореком (1992 р.) був запропонований фізично більш коректний метод моделювання теплообміну при русі двофазного потоку у вертикальній трубі [28]. Запропонований ними підхід заснований на механістичній моделі, що враховує всі основоположні принципи бульбашкового і плівкового кипіння. Більш коректне врахування фундаментальних основ процесу кипіння реалізоване з використанням асимптотичного підходу до кореляційної схеми, що забезпечує монотонність переходу від одного режиму течії до іншого. Отже, кореляція асимптотичного типу дозволяє більш точно описувати внесок різних факторів в загальний процес теплообміну при кипінні рідини.

Стейнером і Табореком були сформульовані наступні обмеження, які повинні бути застосовані до процесу кипіння рідини у вертикальній трубі:

* При значеннях питомого теплового потоку нижче порогу початку бульбашкового кипіння () повинен прийматися до уваги тільки конвективний механізм теплообміну.
* При великих значеннях питомого теплового потоку механізм бульбашкового кипіння надає переважний вплив на процес теплообміну.
* При  і  коефіцієнт тепловіддачі для двофазного потоку () повинен визначатися як для однофазної течії рідкої фази, а при , відповідно, з урахуванням коефіцієнта тепловіддачі бульбашкового кипіння ().
* При   повинен визначатися як для парової фази (конвективна тепловіддача, вважаючи весь потік парової фазою), в припущенні, що рідка фаза повністю відсутня в потоці.

В моделі Стейнера і Таборека розглядалися наступні режими течії потоку при кипінні рідини у вертикальній трубі (рис. 2.9):

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 2.9 – Режими течії та зміна коефіцієнта тепловіддачі при кипінні рідини у вертикальній трубі |

*Область А-Б:* До точки А має місце конвективний теплообмін в однофазному потоці рідини. В області між точками А і Б при  має місце конвективний теплообмін однофазного потоку, при  відбувається утворення і руйнування бульбашок пари біля стінки труби, що призводить до зростання теплообміну.

*Область Б-В-Г:* При  на даній ділянці має місце тільки конвективне випаровування рідини, так зване, «чисте конвективне кипіння». При  в каналі відбувається одночасно бульбашкове і конвективне кипіння (їх суперпозиція). Горизонтальними штриховими лініями на рис. 2.9 показані значення коефіцієнтів тепловіддачі для бульбашкового кипіння при різних значеннях величини питомого теплового потоку, суцільними лініями – коефіцієнт тепловіддачі як суперпозиція бульбашкового і конвективного механізмів кипіння.

*Область Г-Д-Е*: При  процес кипіння триває по кривій чистого конвективного кипіння аж до значення масового витратного паровмісту, рівного 1,0. При  досягається режим пробкової течії, який переходить в стрижневий, при якому є рідка плівка на стінках каналу і ядро парової фази в центрі аж до критичної точки (), коли плівка на стінках каналу повністю випаровується.

*Область Е-Ж:* При  плівка на стінках каналу стає нестійкою через дії сил тертя і адгезії. В області дисперсної течії («туману») механізм теплообміну повністю змінюється, і передача теплоти здійснюється конвекцією в паровій фазі, за рахунок випаровування дисперсних крапель рідини, що містяться в перегрітій парі, за рахунок удару крапель об стінки каналу, а також за рахунок радіаційного теплообміну.

Слід зазначити, що метод Стейнера – Таборека не дозволяє розраховувати теплообмін в дисперсному потоці при  (штрихові лінії на рис. 2.9). Для цього використовуються окремі кореляційні залежності, які будуть розглянуті нижче.

Базове рівняння моделі Стейнера – Таборека записується в наступному вигляді:

.

У виразі (1.7) використовуються наступні параметри:

*  – локальне значення коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні, відповідне питомому тепловому потоку *q0* і ступеня зниження тиску ;
*  – коригувальний фактор для бульбашкового кипіння (не плутати з фактором придушення бульбашкового кипіння, який в асимптотичній моделі не використовується);
*  – локальне значення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеній конвекції рідкої фази, з урахуванням допущення, що весь потік є рідиною (не рідкою фракцією потоку, як в раніше розглянутих методах);
*  – двофазний множник, який враховує інтенсифікацію теплообміну за рахунок більш високої швидкості двофазного потоку в порівнянні з однофазним потоком тільки рідкої фази в каналі.

Локальний коефіцієнт тепловіддачі для рідкої фази знаходиться з використанням кореляційної залежності Гнілінского:

, (1.7)

де  – коефіцієнт тертя Фаннінга, який визначається з виразу:



Вираз (1.7) є справедливим в діапазоні зміни чисел Рейнольдса  і чисел Прандтля  для однофазних течій.

Для визначення числа Рейнольдса двофазного потоку використовується повне значення витрати суміші в каналі (рідина плюс пара)



Двофазний множник для конвективного випаровування для  і  визначається з виразу:

,

Цей вираз є справедливим при , а при  значення  прямує до нуля.

При  у всьому діапазоні зміни масового витратного паровмісту () в каналі має місце тільки конвективний (плівковий) механізм кипіння.

У граничному випадку, коли *x=*1,0 значення  стає рівним значенню коефіцієнта тепловіддачі для парової фази (), який також визначається з кореляційної залежності Гнілінского:

,

де  і .

Для цього випадку значення двофазного множника визначається з виразу:



Дана залежність справедлива при .

Мінімальне значення питомого теплового потоку, при якому починає діяти механізм бульбашкового кипіння () визначається за відомим значенням коефіцієнта тепловіддачі рідкої фази () з виразу:

,

де *σ* – коефіцієнт поверхневого натягу;  – температура насичення; *R0* – критичний радіус бульбашок в центрах випаровування; *r* – прихована теплота пароутворення рідини.

Значення параметра  рекомендується приймати рівним  м.

Коефіцієнт тепловіддачі бульбашкового режиму кипіння визначається в методі Стейнера – Таборека з використанням підходу аналогічного методу Горенфло (1993), але дещо відрізняється від нього. Стандартні значення коефіцієнта тепловіддачі в методі Стейнера – Таборека представлені у вигляді табличних даних для різних рідин при наступних стандартних умовах: , ступеня шорсткості поверхні каналу  мкм і величиною питомого теплового потоку *q0*, наведеного для кожної рідини. Зокрема для води стандартне табличне значення коефіцієнта тепловіддачі бульбашкового кипіння дорівнює Вт/м2К.

Коригувальний фактор бульбашкового кипіння  враховує вплив ефекту зниження тиску, величини питомого теплового потоку, внутрішнього діаметра труби, шорсткості поверхні труби і поправки на залишкову молекулярну вагу на значення  в наступному вигляді:

.

Величина поправки на зниження тиску для  враховує збільшення значення коефіцієнта тепловіддачі бульбашкового кипіння зі зростанням тиску і визначається з виразу:



Показник степені *nf* визначається з наступної залежності:

.

Стандартним внутрішнім діаметром труби вважається м, а стандартним значенням шорсткості поверхні труби – мкм. Оскільки значення шорсткості поверхні промислових труб не завжди заздалегідь відомо, то значення  вибирається в діапазоні  мкм. Молекулярна вага води приймається рівною 18,02, а поправка на залишкову молекулярну вагу визначається з виразу:

.

Максимальне значення поправки  не повинно перевищувати 2,5 навіть в тому випадку, якщо даний вираз дає великі значення цього параметра.

Метод Стейнера – Таборека базується на узагальненні 10262 експериментальних точок для води і, додатково, 2345 експериментальних точок для фреонів (R-11, R12, R-22, R-113), гідрокарбонатів (бензолу, н-пентану, н-гептану, цикло-гексану, метанолу, етанолу і н-бутанолу), трьох кріорідин (нітрогену, гідрогену і гелію), а також амонію.

*Метод Кандлікара*

Основними особливостями методу розрахунку теплообміну при кипінні рідини запропонованого Кандлікаром [29, 30] є:

* кореляційні залежності можуть бути використані для розрахунку теплообміну при кипінні рідини, як у вертикальних, так і в горизонтальних трубах;
* порівняння розрахункових значень з експериментальними даними показують хороший збіг з експериментом;
* кореляційні залежності отримані шляхом узагальнення експериментальних даних для декількох хладагентів, кріогенних рідин і води.

В якості базової величини в методиці Кандлікара використовується значення коефіцієнта тепловіддачі для конвективного теплообміну з урахуванням допущення, що двофазний потік є рідкою фазою (). При цьому значення коефіцієнта тепловіддачі визначається з використанням кореляційної залежності Гнілінского для діапазону зміни числа Рейнольдса :

.

При  для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовується кореляція Пєтухова – Попова:

,

де фактор тертя Фаннінга визначається з виразу:

,

а число Рейнольдса тільки рідкої фази – .

Коефіцієнт тепловіддачі бульбашкового кипіння визначається із залежності:

.

Коефіцієнт тепловіддачі плівкового кипіння визначається з виразу:

,

де для вертикальних труб та при  , для горизонтальних труб – .

Значення множника  залежить від властивостей рідини, що використовується, і для води приймається рівним 1,0.

Коефіцієнт тепловіддачі двофазного потоку при кипінні визначається як максимальне значення , :

. (1.8)

Однак такий спосіб визначення  призводить до його немонотонноЇ зміни по *x*. Для забезпечення монотонної зміни залежності  в практичних розрахунках за методом Кандлікара пропонується замість (1.8) використовувати асимптотичну залежність виду:

.

В таблиці 2.1 представлені значення параметрів двофазного потоку і діапазони діаметрів труб, для яких були отримані кореляційні залежності для всіх розглянутих вище методів розрахунку теплообміну при кипінні рідини.

Таблиця 2.1

Значення параметрів двофазного потоку і діапазони діаметрів труб

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №  пп | Метод розрахунку теплообміну при кипінні | Тиск, МПа | *x* | *w*, м/с | , кг/м2 с | *q*, Вт/см2 | *dвн*, мм |
| 1. | Чен (1980) | 0,55…3,5 | 0,01…0,71 | 0,06…4,5 | – | 0,6…240 | – |
| 2. | Сміт – Шах (1982) | – | 0…0,7 | – | – | 9,0…122 | 5…16 |
| 3 | Стейнер – Таборек (1992) | 0,01…10,8 | 0…1,0 | – | 4…4850 | 0,08…460 | 1…32 |
| 4. | Кандлікар (1990, 1991) | – | 0…0,98 | – | 13…8179 | 0,03…228 | 4,6…32 |
| 5. | Гунгор – Вінтертон (1986) | – | 0…1,0 | – | 67…61518 | 0,11…228 | 2,95…32 |

З аналізу даних таблиці 2.1 можна зробити висновок, що розглянуті вище методи Чена і Шаха коректно застосовні до значень масового витратного паровмісту 0,7, а методи Стейнера – Таборека, Кандлікара і Гунгор – Вінтертона справедливі у всьому діапазоні зміни значень *x*.

## Висновки до розділу

1. Була розроблена розрахункова схема, яка представляє собою найбільш перспективну конструкцію парогенератора АЕС з гвинтовими закрученими (змієвиковими) трубами, розміщеними в корпусі у вигляді ряду паралельно з'єднаних трубних циліндрів
2. Розглянуто кореляційні залежності для розрахунку процесу теплообміну однофазного потоку.
3. Створено моделювання процесу теплообміну при кипінні рідини, досліджено структуру потоку та характерні режими теплообміну в вертикальній трубі.
4. У розробленій математичній моделі реалізовано п'ять різних методів розрахунку теплообміну при кипінні у вертикальній трубі, заснованих на експериментальних кореляційних залежностях.
5. Методи Чена і Шаха коректно застосовні до значень масового витратного паровмісту 0,7, а методи Стейнера – Таборека, Кандлікара і Гунгор – Вінтертона справедливі у всьому діапазоні зміни значень *x*

**РОЗДІЛ 3**

**РЕЗУЛЬТАТИ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА**

* 1. **Порівняння різних методів розрахунку теплообміну при кипінні рідини**

Порівняння характеру протікання залежностей коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку від величини масового витратного паровмісту для п'яти розглянутих методів розрахунку теплообміну при кипінні рідини представлені на рисунку 3.1. Критичне значення масового витратного паровмісту при цьому визначалося з використанням кореляцій Біазі.

|  |
| --- |
| C:\Users\safronova\Desktop\Безымянный.png |
| Рис. 3.1 – Залежності коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку від величини масового витратного паровмісту |

З аналізу наведених залежностей видно, що з усіх розглянутих методів розрахунку теплообміну при русі киплячої рідини у вертикальній трубі випливає:

Найбільш коректним з фізичної точки зору є протікання залежностей  отриманих з використанням методів Чена і Гунгор – Вінтертона (мається характерний максимум значення коефіцієнта тепловіддачі двофазного потоку при ).

Найменш фізично коректним для обраних режимних та геометричних параметрів видається протікання залежності, отриманої з використанням методу Стейнера – Таборека. Причому розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі в області високих значень масового витратного паровмісту мають максимальні значення в порівнянні з іншими розглянутими методами розрахунку.

Найменші значення коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку мають місце при використанні методу Кандлікара.

Середнє значення коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку для  знаходиться в діапазоні 27500…37500 для всіх розглянутих методів (за виключенням метода Стейнера – Таборека).

* 1. **Моделювання теплофізичних властивостей теплоносіїв**

Для знаходження теплофізичних властивостей води і водяної пари в математичній моделі була розроблена процедура інтерполяції з використанням таблиць теплофізичних величин Ривкіна, Алєсандрова для різних станів води [31]. Теплофізичні властивості води і водяної пари в розробленій математичній моделі парогенератора визначалися за допомогою інтерполяції таблично заданої функції 2-х змінних на базі ENO-інтерполяції функції однієї змінної [32].

Згідно інтерполяції хартії значення таблично заданої функції , що знаходилася в інтервалі  визначається з наступного виразу:

,

де ;

;

.

Залежності , *h, v* у вигляді масивів табличних даних задані в діапазоні зміни температури 0С і в діапазоні зміни тиску  бар. Для коефіцієнта динамічної в'язкості (*μ*) та коефіцієнта теплопровідності () в процедурі інтерполяції були використані табличні дані в діапазоні зміни тиску  бар. Використані в математичній моделі вихідні залежності теплофізичних властивостей води і водяної пари представлені на рисунках 3.2…3.6.

|  |
| --- |
| D:\САФРОНОВА\Безымянный.bmp |
| Рис. 3.2 – Залежність ізобарної теплоємності води і водяної пари від температури і тиску |
|  |
|  |
| D:\САФРОНОВА\Безымянный.bmp |
| Рис. 3.3 – Залежність коефіцієнта теплопровідності води і водяної пари від температури і тиску |
| D:\САФРОНОВА\Безымянный.bmp |
| Рис. 3.4 – Залежність коефіцієнта динамічної в'язкості води і водяної пари від температури і тиску |
| D:\САФРОНОВА\Безымянный.bmp |
| Рис. 3.5 – Залежність питомого об’єму води і водяної пари від температури і тиску |
| D:\САФРОНОВА\Безымянный.bmp |
| Рис. 3.6 – Залежність питомої ентальпії води і водяної пари від температури і тиску |

*Теплофізичні властивості гелію*

Використані в математичній моделі парогенератора рівняння стану і кореляційні залежності для розрахунку теплофізичних властивостей гелію, а також постійні величини, справедливі в діапазоні зміни температури 273 ... 1500 К, представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Теплофізичні властивості гелію

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № п.п. | Параметр | Залежність | Похибка  обчислення |
| 1. | Газова постійна | R = 2077,22 (Дж/кг К) | <0,05% |
| 2 | Рівняння стану | ,  где  (м3/кг)  (м3/кг)  (К-1)  (м3/кг)  (К-1) |  |
| 3. | Стисливість |  | <1,0% |
| 4. | Питома теплоємність | (Дж/кг К)  (Дж/кг К) | <0,5% |
| 5. | Ентальпія |  | <1,0% |
| 6. | Ентропія |  | <1,0% |
| 7. | Коефіцієнт динамічної в'язкості |  | 1,5% |
| 8. | Швидкість звуку |  | <1,0% |
| 9. | Коефіцієнт теплопровідності |  | 2,4% |
| 10. | Число Прандтля |  | <3,0% |

* 1. **Гідравлічні втрати в трактах парогенератора**

Сумарні гідравлічні втрати в гарячому і холодному трактах парогенератора в загальному вигляді являють собою суму втрат на тертя, місцеві втрати на раптове розширення і звуження потоку на вході і виході трактів і втрати на прискорення потоку (зміна щільності теплоносія):

,

де  і  – місцеві втрати тиску у вхідній і вихідній кришці (розширення і звуження потоку); , – втрати, викликані прискоренням потоку в каналі;  – втрати на тертя в трактах теплообмінника.

Коефіцієнт втрат на тертя в гвинтових закручених трубах теплообмінного елемента для однофазного потоку визначаються з наступної кореляційної залежності [18] для *i* – ї труби:

,

де  – діаметр закрутки *i* – ї гвинтової труби;  – внутрішній діаметр труби.

Тоді втрати тиску на тертя в *i* – й гвинтовій закрученій трубі можна знайти з виразу:

.

Втрати тиску для двофазного потоку знаходяться з використанням двофазного коригуючого множника  в припущенні, що весь потік є рідиною [33]:

,

В роботі [34] рекомендовано використання кореляції Фріделя для розрахунку коригуючого множника для двофазних потоків при , яка має такий вигляд:

,

де ;

;

;

 – число Фруда;  – число Вебера.

У закритичній області течії двофазного потоку () для розрахунку коефіцієнта втрат на тертя в трубах використовується наступна кореляційна залежність [35]:



Втратами тиску при поперечному обтіканні трубних пучків є втрати на тертя і вихороутворення, і визначаються наступним рівнянням:

,

де  – число рядів труб;  – поправочний коефіцієнт на малорядність пучків;  – поправочний коефіцієнт на кут атаки.

Для шахових гладкотрубних пучків при  та  поправочні коефіцієнти визначаються з виразів [21]:





Для коридорних гладких пучків при  та :





Коефіцієнт гідравлічних втрат для коридорного розташування труб в пучку визначається з виразу [36]:

.

Коефіцієнт гідравлічних втрат для шахового розташування труб в пучку визначається з виразу [36]:

.

Тут *S1, S2* – відповідно поперечний і поздовжній крок труб в пучку.

Гідравлічні втрати на прискорення (гальмування) потоку в гарячому і холодному трактах парогенератора визначаються з виразу:

,

де , ,,  – відповідно щільності і швидкості потоку теплоносія на вході в тракт і виході з нього.

Для визначення втрат на раптове розширення і звуження потоку в гарячому і холодному трактах парогенератора для зручності математичного моделювання були отримані аналітичні вирази, шляхом апроксимації наявних в довідковій літературі графічних залежностей.

Так при раптовому розширенні потоку при вході потоку в трубний пучок (вхідні втрати) коефіцієнт гідравлічних втрат можна визначити з виразу:

,

де  – поправка на величину кута розкриття вхідного дифузора (α).

При  

При  

Коефіцієнт гідравлічних втрат при раптовому звуженні потоку (вихідні втрати) визначається з виразу:



У наведених залежностях  являє собою відношення площ:

 або ,

де *Fвх,*  – площі поперечного перерізу вхідних (вихідних) патрубків відповідних трактів парогенератора; *Fжив* – площа живого перерізу проточної частини гарячого (холодного) трактів.

Площа живого перерізу гарячого тракту парогенератора з гвинтовими закрученими трубами розраховується з виразу:

,

де  – повна площа поперечного перерізу гарячого тракту парогенератора;  – площа поперечного перерізу гарячого тракту, яку займають трубні пучки для коридорного розташування труб в пучку, та , де  і  – для шахового розташування труб в пучку.

Площа живого перерізу холодного тракту визначається з виразу:

,

де  – число труб в трубному пучку парогенератора, *Di* – діаметр гвинтової лінії *i* – ї труби.

Слід зазначити, що оскільки довжини всіх труб в пучку різні, то втрати на тертя всередині труб знаходяться як сума втрат в кожній окремій трубі пучка:

.

На рис. 3.8, 3.9 представлені залежності відносних втрат тиску в гарячому і холодному трактах від зовнішнього діаметра кожуха і числа труб парогенератора для шахового розташування труб в пучку.

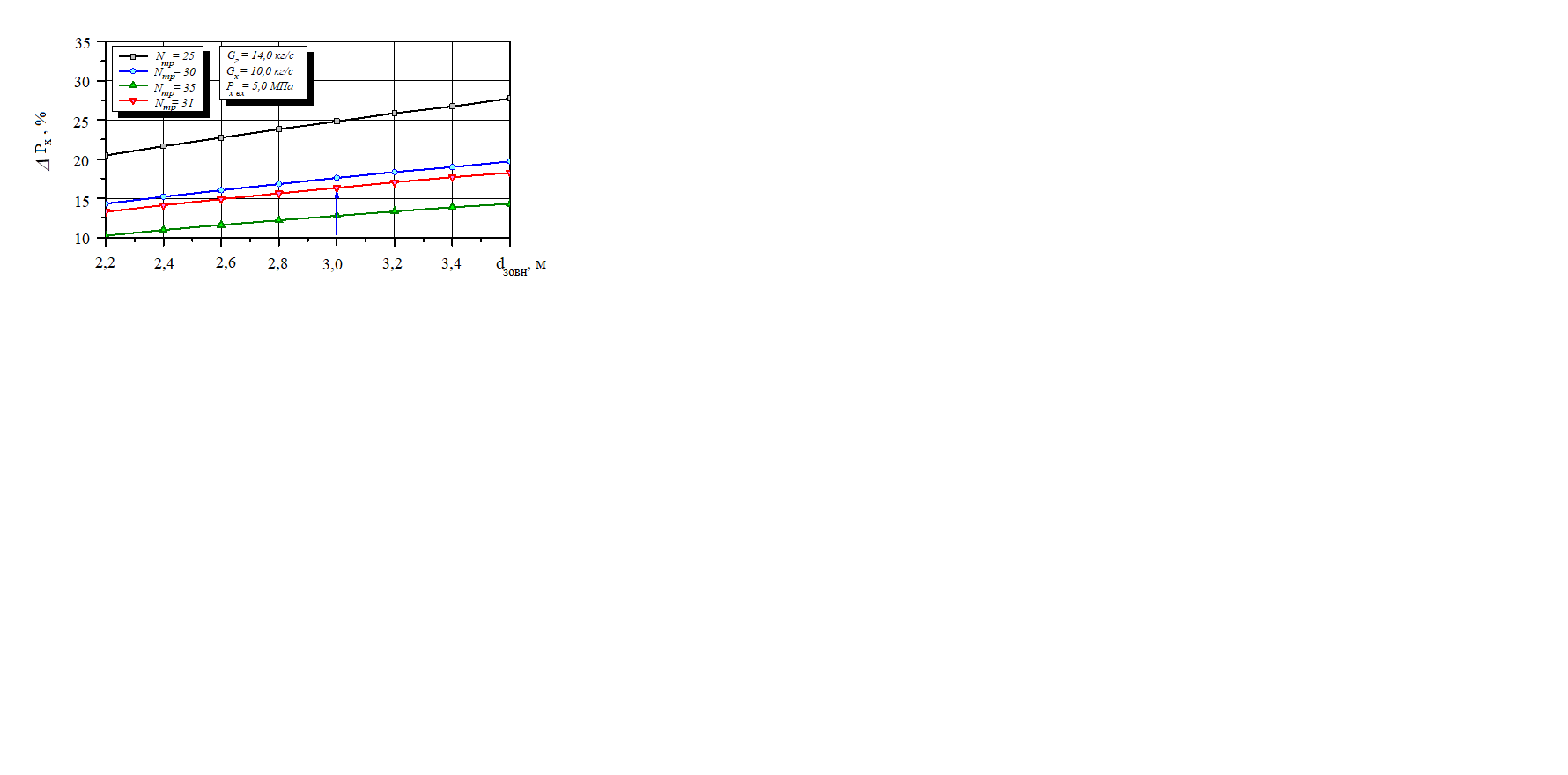


Рис. 3.8 Залежності відносних втрат тиску в холодному тракті від діаметру зовнішнього кожуха і числа труб парогенератора

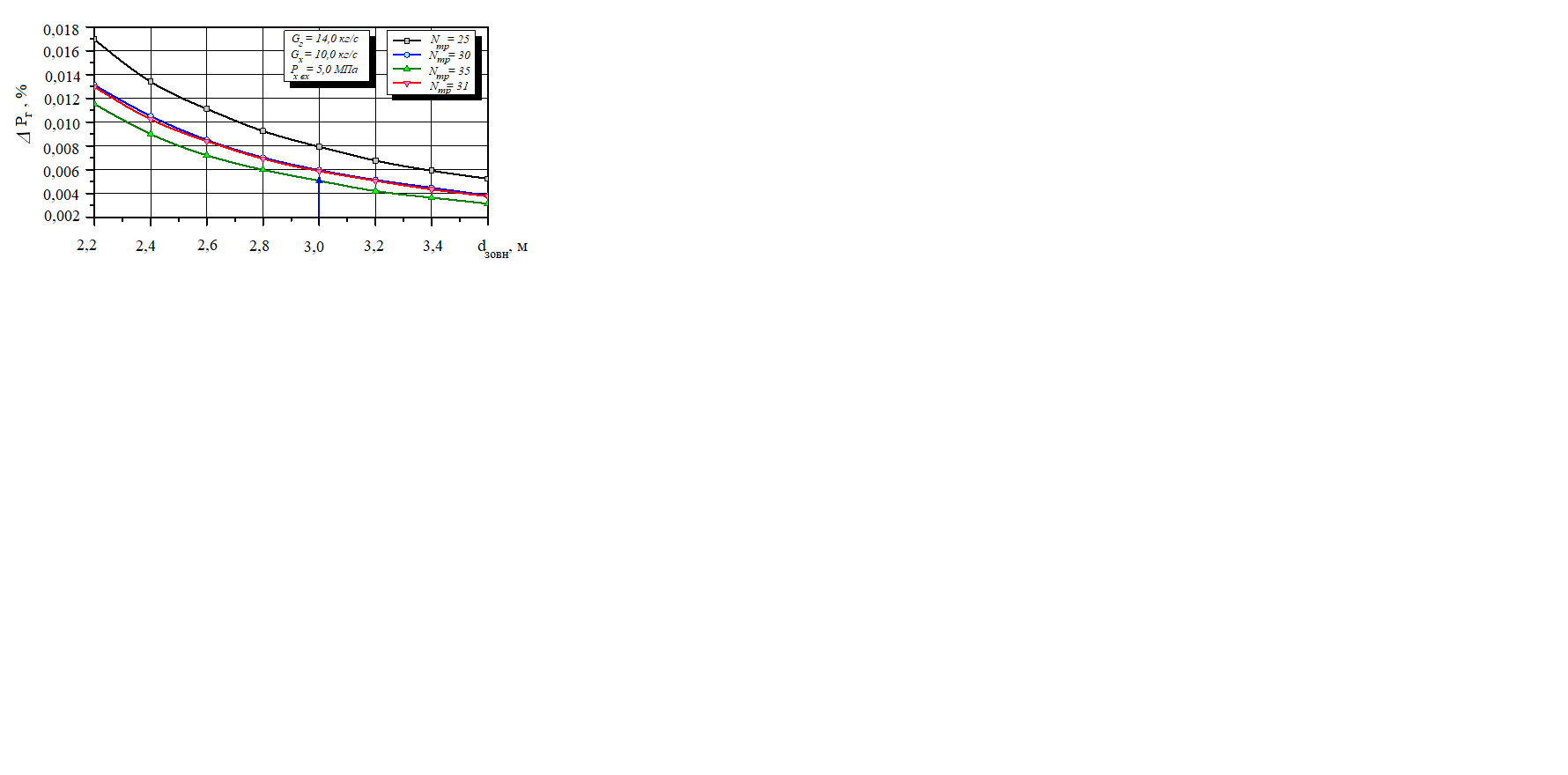


Рис. 3.9 Залежності відносних втрат тиску в гарячому тракті від діаметру зовнішнього кожуха і числа труб парогенератора

З рисунка 3.8 видно, що з ростом діаметра зовнішнього кожуха парогенератора в діапазоні  м відносні втрати тиску в холодному тракті парогенератора зростають і знижуються зі збільшенням числа труб в трубному пучку. Зростання гідравлічних втрат в холодному тракті парогенератора при збільшеному і незмінному числі труб обумовлений зниженням значення коефіцієнта теплопередачі в парогенераторі через зниження швидкості первинного теплоносія, що призводить до збільшення сумарної довжини труб парогенератора. Зниження гідравлічних втрат в паровому тракті при збільшенні числа труб при однаковій витраті живильної води на вході в парогенератор обумовлено зменшенням середньої швидкості вторинного теплоносія в трубах. Як видно з рисунка 3.9 відносні втрати тиску в гарячому тракті парогенератора невеликі і зменшуються з ростом діаметра зовнішнього кожуха і збільшенням числа труб в трубному пучку.

На рис. 3.10, 3.11 представлені залежності маси і об’єму поверхонь теплообміну від діаметра зовнішнього кожуха і числа труб парогенератора. З рисунків видно, що з ростом  маса і об’єм теплопередавальних поверхонь парогенератора зростають на 10% через зниження середньої швидкості первинного теплоносія, зниження значень коефіцієнта тепловіддачі і зростання потрібної довжини труб парогенератора. Маса і об’єм теплообмінних поверхонь зростає також і при збільшенні числа труб парогенератора.

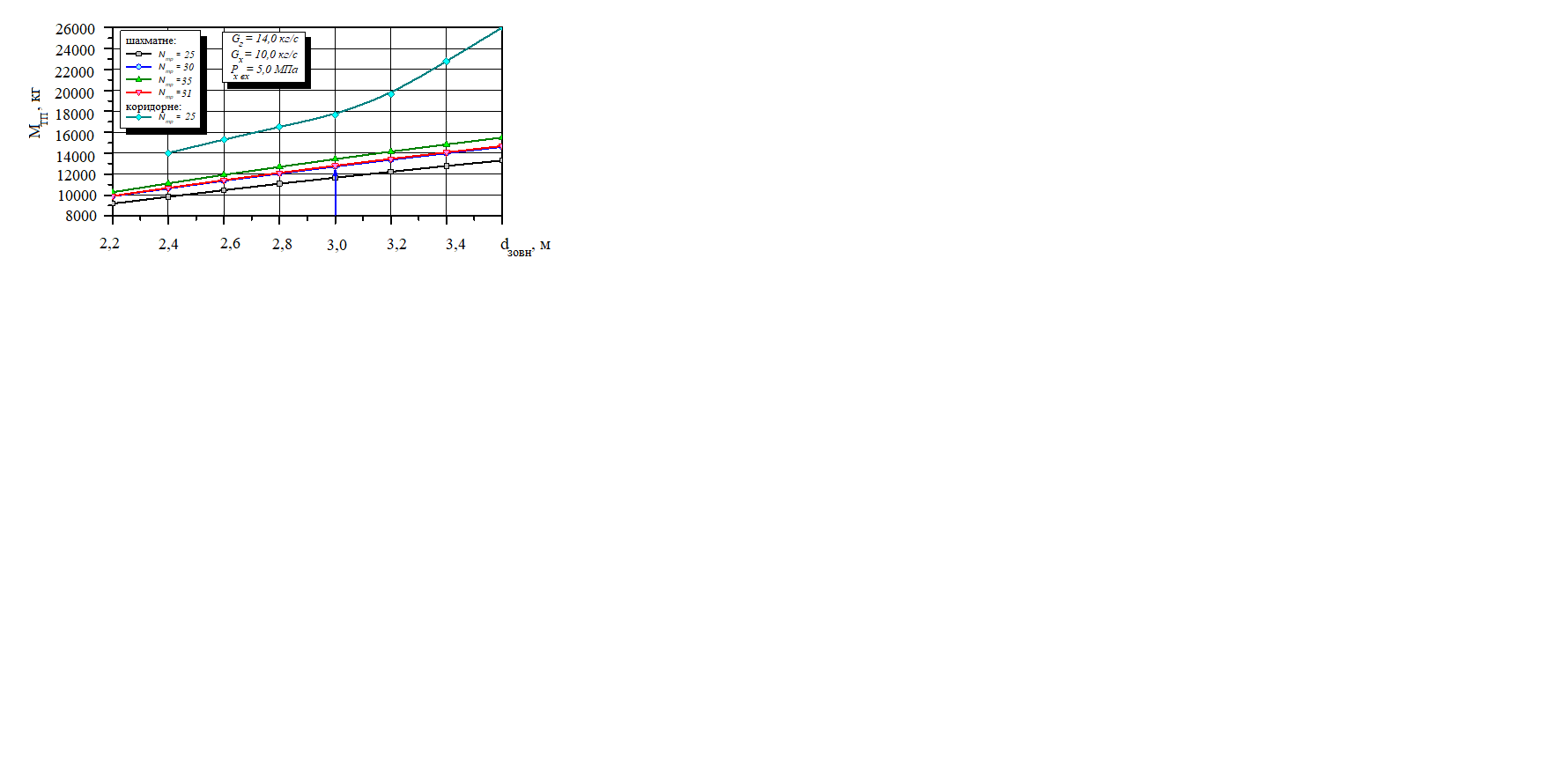


Рис. 3.10 Залежність маси поверхонь теплообміну від діаметра зовнішнього кожуха і числа труб парогенератора.

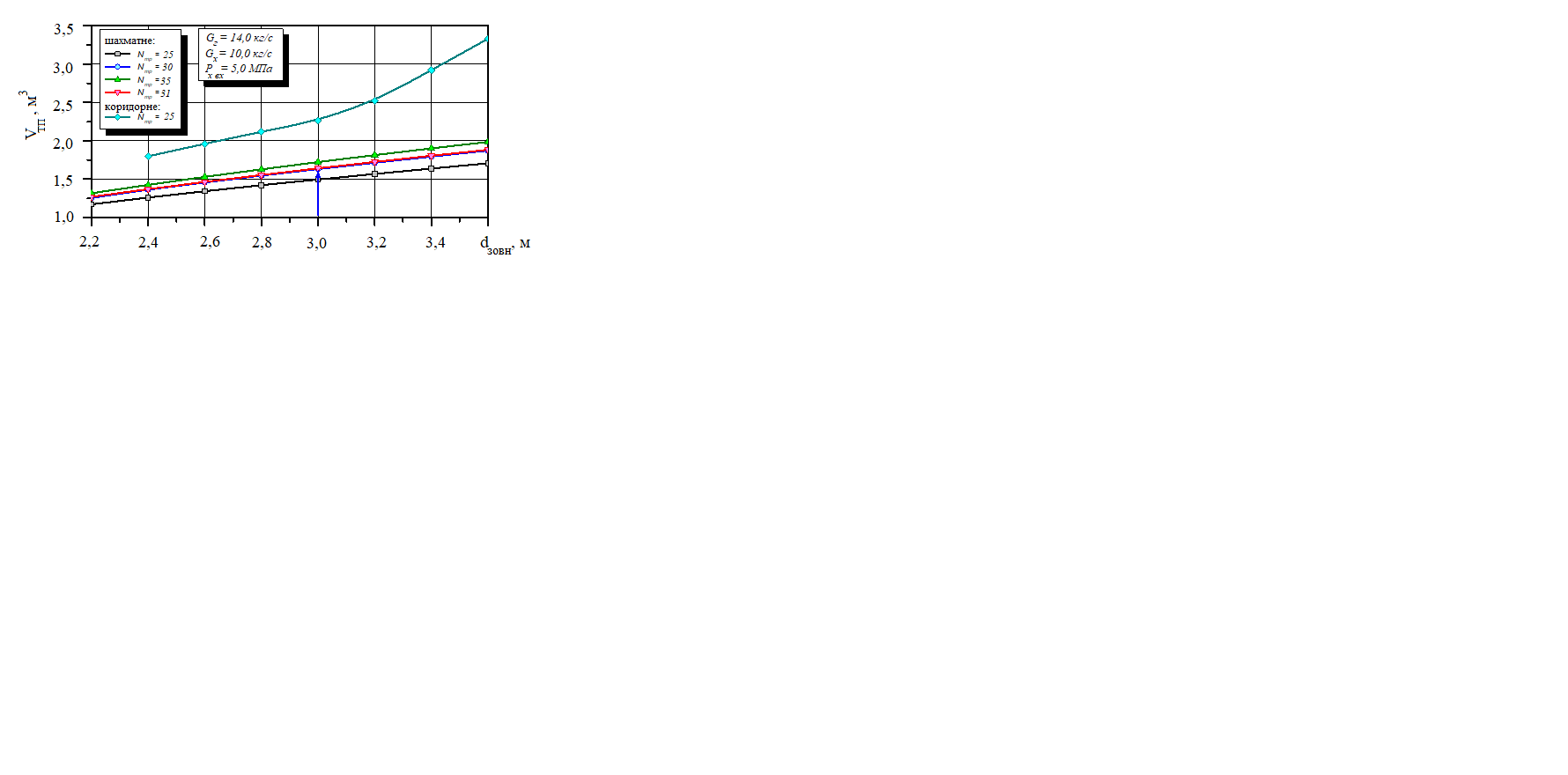


Рис. 3.11 Залежність об’єму поверхонь теплообміну від діаметра зовнішнього кожуха і числа труб парогенератора.

На рисунках 3.10 і 3.11 для порівняння наведені також залежності для коридорного розташування труб в пучку для . З рисунків видно, що коридорне розташування труб в парогенераторі при інших рівних умовах призводить до істотного зростання маси і об'єму поверхонь теплообміну. Це обумовлено низькою щільністю упаковки труб в трубному пучку при їх коридорному розташуванні призводить до істотного збільшення потрібної довжини труб парогенератора при незмінному зовнішньому діаметрі кожуха парогенератора.

* 1. **Порядок розрахунку елементарного теплообмінного елемента**

Оскільки інтервально – ітераційний метод теплогідравлічного розрахунку парогенератора базується на основі розрахунку елементарного теплообмінника (теплообмінного елемента), в розробленій математичній моделі розглядається використаний порядок розрахунку такого теплообмінного елемента.

Вихідними даними для розрахунку є: початкова і кінцева температури гарячого теплоносія (, ), витрати гарячого і холодного теплоносіїв (,), температура холодного теплоносія на вході ( для прямоточної схеми руху теплоносіїв) або виході ( для протиточної схеми руху теплоносіїв), теплова ефективність теплообмінного елемента (), а також деякі геометричні параметри теплообмінника. Зокрема у вихідних даних для розрахунку теплообмінного елемента з гвинтовими закрученими трубами необхідно задати: число труб в трубному пучку (), зовнішній і внутрішній діаметри труб (,), поперечний і поздовжній крок труб в пучку (*S1, S2*), зовнішній діаметр кожуха парогенератора (*Dзовн*).

У розробленій математичній моделі парогенератора пропонується наступний порядок розрахунку елементарного теплообмінного елемента:

1. Виконується визначення ряду геометричних параметрів необхідних для теплогідравлічного розрахунку.

Внутрішній діаметр кожуха парогенератора для коридорного розташування труб в пучку



і 

для шахового розташування труб в пучку. Тут необхідно перевірити умову: .

Знаходимо діаметри закрутки всіх труб в трубному пучку для коридорного розташування труб

і  

для шахового розташування труб в пучку.

Визначаємо кути нахилу гвинтової лінії і кути атаки (кути натікання потоку) для кожної труби в трубному пучку

для коридорного розташування труб в пучку та

для шахового розташування труб в пучку.



1. Далі в якості початкового наближення визначаються теплофізичні властивості гарячого і холодного теплоносіїв *(, μ, λ, ρ, Pr*) по відомим початковим значенням тиску і температури на вході в гарячий і холодний тракти (, , , ).
2. Розраховуємо теплову потужність елементарного теплообмінного елемента по різниці вхідній і вихідній температур гарячого теплоносія з виразу:

.

1. Розраховуємо швидкості теплоносіїв на вході в гарячий і холодний тракт і числа Рейнольдса для гарячого і холодного теплоносіїв в якості першого наближення для теплового розрахунку:

; ;

; .

1. Визначаємо температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінного елемента

для однофазного потоку: 

при кипінні рідини: 

1. Далі визначаються теплофізичні властивості гарячого і холодного теплоносіїв (*, μ, λ, ρ, Pr*) за відомими значеннями кінцевих температур на виході з гарячого і холодного трактів (, ).
2. Розраховуємо середні значення теплофізичних властивостей теплоносіїв

; ; ; ;

; ; ; .

1. Визначаємо уточнені значення середніх швидкостей потоку і чисел Рейнольдса в гарячому і холодному трактах

; ;

; .

1. Далі виконується цикл обчислень за кількістю труб в трубному пучку теплообмінного елемента (от 1 до *Nтр*), в якому розраховуються:

Значення чисел Нуссельта в гарячому і холодному трактах з використанням кореляційних залежностей, описаних в підпункті 2.5.3.

Коефіцієнти тепловіддачі в гарячому і холодному трактах, які визначаються з виразів

; .

Тут також потрібно задати початкове наближення величини питомого теплового потоку (*q0*), необхідне для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в холодному тракті при кипінні рідини.

Термічний опір теплопередачі в трубах [37]

.

Лінійній коефіцієнт теплопередачі для кожної труби

.

1. Середнє значення лінійного коефіцієнта теплопередачі в трубному пучку визначається з виразу:

.

1. Сумарна довжина труб теплообмінного елемента і площа поверхонь теплообміну

;

.

1. Величина питомого теплового потоку, необхідна для розрахунку процесу теплообміну при кипінні рідини, визначається з рівняння:

.

Значення  визначається методом послідовних наближень в ітераційному циклі.

1. Розраховується середнє значення довжини і числа витків гвинтової лінії труби в трубному пучку

;



для коридорного розташування труб в пучку та



для шахового розташування труб в пучку.

1. Далі визначаємо довжини всіх труб в трубному пучку для середнього значення числа витків труб :

.

для коридорного розташування труб в пучку та

.

для шахового розташування труб в пучку.

1. Сумарна довжина труб при  визначається з виразу:

.

Якщо , то . Таким чином, в результаті ітераційного процесу визначається кількість витків труб, яка задовольняє умові забезпечення потрібної площі поверхні теплообміну для елементарного теплообмінного елемента.

1. Далі йде гідравлічний розрахунок теплообмінного елемента з використанням залежностей представлених у пункті 3.3.

Особливістю парогенератора з гвинтовими закрученими трубами є різна довжина труб в трубному пучку з різними значеннями діаметра закрутки гвинтових ліній. У зв'язку з цим виникає необхідність оцінки різниці температур пари на виході з першого і останнього поперечного рядів трубного пучка. Розглянемо тепловий баланс для i – ї труби трубного пучка елементарного теплообмінного елемента. Теплова потужність, що передається вторинному теплоносію в i – й трубі буде визначатися з виразу:

.

З іншої сторони

.

З даних виразів отримаємо вираз для величини підігріву вторинного теплоносія в i – й трубі трубного пучка:

,

де .

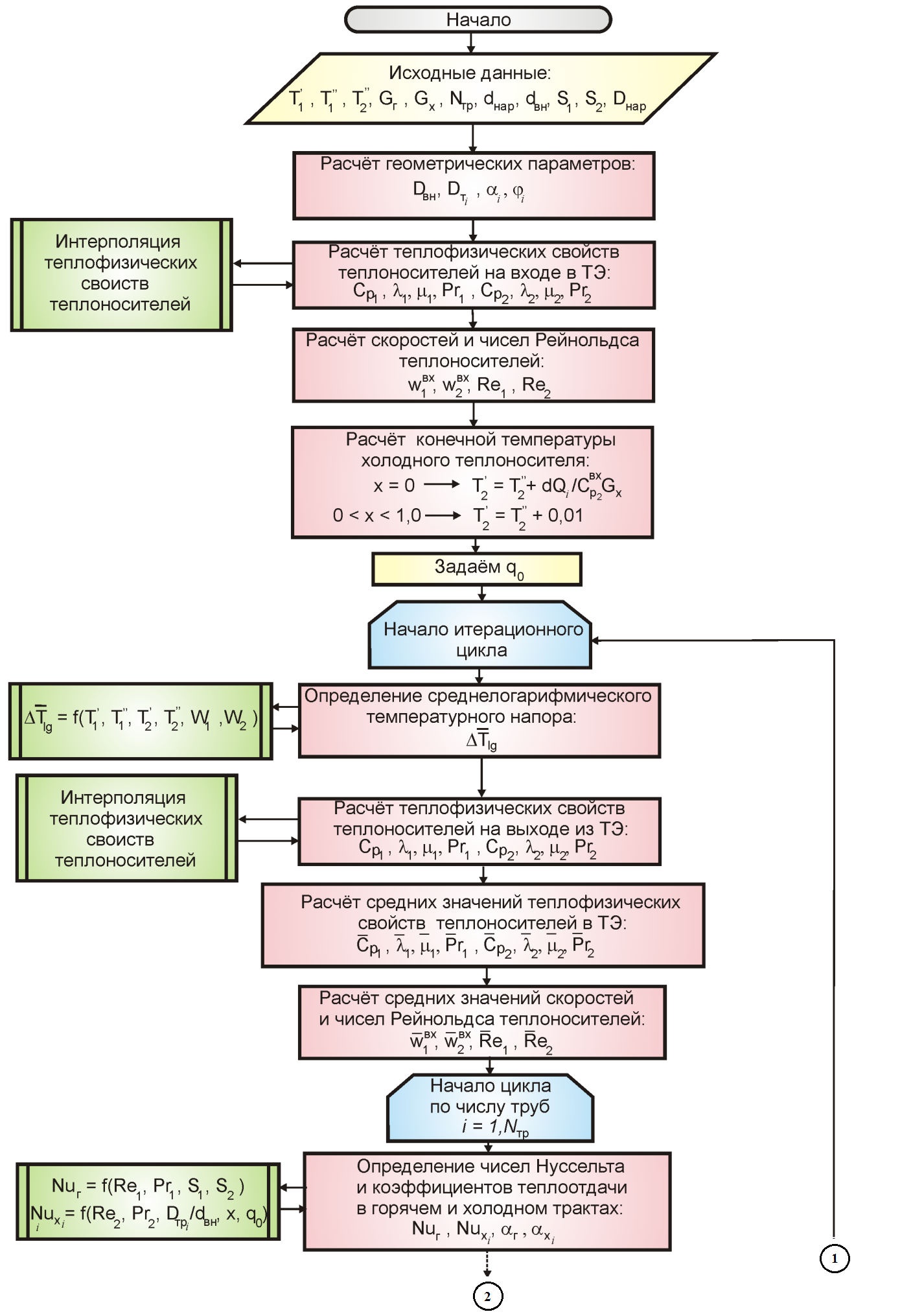
Тоді різниця температур на виході з першої і останньої труб трубного пучка буде визначатися з виразу:



Таким чином, при розбитті трубного пучка на N елементів в кожному елементарному теплообмінному елементі буде накопичуватися різниця температур на виході з першої і останньої труб пучка величиною  щодо середнього значення температури  на виході з холодного тракту по довжині парогенератора.

Блок – схема алгоритму теплогідравлічного розрахунку теплообмінного елемента парогенератора представлена на рисунках 3.12, 3.13.

Наведений на рис. 3.12, 3.13 алгоритм використовується в якості внутрішньої процедури в головній програмі розрахунку парогенератора, в якій безпосередньо реалізується інтервально – ітераційний метод розрахунку всього парогенератора і його окремих частин (економайзера, випарника і перегрівача пари) шляхом розбиття трубного пучка на N теплообмінних елементів.



|  |
| --- |
|  |
| Рис. 3.12 – Блок – схема алгоритму розрахунку елементарного теплообмінного елемента парогенератора |
| C:\Users\safronova\Desktop\Безымянный.png |
| Рис. 3.13 – Блок – схема алгоритму розрахунку елементарного теплообмінного елемента парогенератора |

***Програма «STEAMG» теплового та гідравлічного розрахунку парогенератора***

На основі викладеного вище алгоритму теплового і гідравлічного розрахунку парогенератора була розроблена комп'ютерна програма «STEAMG» на алгоритмічній мові Fortran 90 в середовищі Compaq Visual Fortran 6.6. Програма виконана в віконному інтерфейсі і передбачає виведення результатів розрахунків в форматі файлів Origin 8.0, що робить істотно простішим процес обробки результатів розрахунку. Віконний інтерфейс програми «STEAMG» представлено на рис. 3.14.

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 3.14 – Віконний інтерфейс програми «STEAMG» теплогідравлічного розрахунку парогенератора зі змієвиковими трубами. |

Програми «STEAMG» має такі основні особливості:

• Можливість аналізу теплогідравлічних і масогабаритних характеристик парогенератора в залежності від геометричних параметрів труб при перебігу теплоносія всередині труб і при їх зовнішньому обтіканні.

• Можливість завдання різного числа розбиття елементів парогенератора (економайзера, випарника і пароперегрівача).

• Облік різного взаємного розташування труб в гвинтових закручених трубних пучках (шахове або коридорне).

• Автоматичне визначення кінцевих температур теплоносіїв в гарячому і холодному трактах парогенератора в ітераційне процесі.

• Використання п'яти різних методів розрахунку теплообміну при кипінні рідини (методи Чена, Сміта – Шаха, Гунгор – Вінтертона, Кандлікара, Стейнера – Таборека).

• Можливість завдання різних типів теплоносія в гарячому тракті (гелій, повітря, димові гази).

• Можливість автоматичного визначення оптимальних значень діаметрів вхідних і вихідних патрубків парогенератора.

Метою даного етапу роботи є оптимізація теплогідравлічних і масогабаритних параметрів парогенератора для газотурбінного модульного гелієвого реактора четвертого покоління призначеного для виробництва електричної енергії та високотемпературної пари для промислового виробництва водню методом високотемпературного електролізу пара (ГТ-МГР ВЕП). У зв'язку з цим, слідуючи ієрархічному підходу до оптимізаційних досліджень, необхідно задатися рядом теплофізичних і геометричних параметрів парогенератора необхідних для його чисельного моделювання та оптимізації. Ряд таких параметрів були отримані раніше в результаті розрахунків циклу ГТ-МГР ВЕП і попереднього розрахунку парогенератора з використанням методу теплових балансів, деякі геометричні параметри задамо виходячи з аналізу наявних в літературі даних для існуючих і тих, що розробляються парогенераторів АЕС. Попередні вихідні дані для розрахунку парогенератора ГТ-МГР ВЕП тепловою потужністю реактора 250 МВт наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Вихідні дані для розрахунку парогенератора ГТ-МГР ВЕП тепловою потужністю реактора 250 МВт

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № пп | Параметр | Значення параметра |
| 1. | Температура гелію на вході в парогенератор, 0С | 850 |
| 2. | Температура живильної води на вході в парогенератор, 0С | 200 |
| 3. | Температура пари на виході з парогенератора, 0С | 800 |
| 4. | Тиск гелію на вході парогенератор, МПа | 4,75 |
| 5. | Тиск живильної води на вході в парогенератор, МПа | 5,0…6,0 |
| 6. | Температура пари на виході з випарника, 0С | 300 |
| 7. | Теплова ефективність парогенератора | 0,85..0,95 |
| 8. | Число труб | 25…35 |
| 9. | Зовнішній діаметр труб, мм | 30 |
| 10. | Внутрішній діаметр труб, мм | 27 |
| 11. | Відносний поперечний крок труб в пучці | 1,3 |
| 12. | Відносний поздовжній крок труб в пучці | 1,3 |
| 13 | Зовнішній діаметр корпусу парогенератора, м | 2,2…3,6 |
| 14. | Діаметр вхідних (вихідних) патрубків в гарячому тракті, м | 1,05…1,6 |
| 15. | Діаметр вхідних (вихідних) патрубків в холодному тракті, м | 0,08…0,15 |

Для більш детального аналізу зміни локальних значень теплофізичних параметрів в парогенераторі слід виконати його перевірочний розрахунок. Всі представлені залежності були пораховані для двох значень теплової ефективності парогенератора (заданого в якості початкового наближення) і (отриманого розрахунковим шляхом) з використанням методу Чена для розрахунку теплообміну при русі двофазного потоку.

На рисунках 3.15 і 3.16 представлені залежності коефіцієнтів тепловіддачі в гарячому і холодному трактах парогенератора в залежності від сумарної довжини труб трубного пучка.

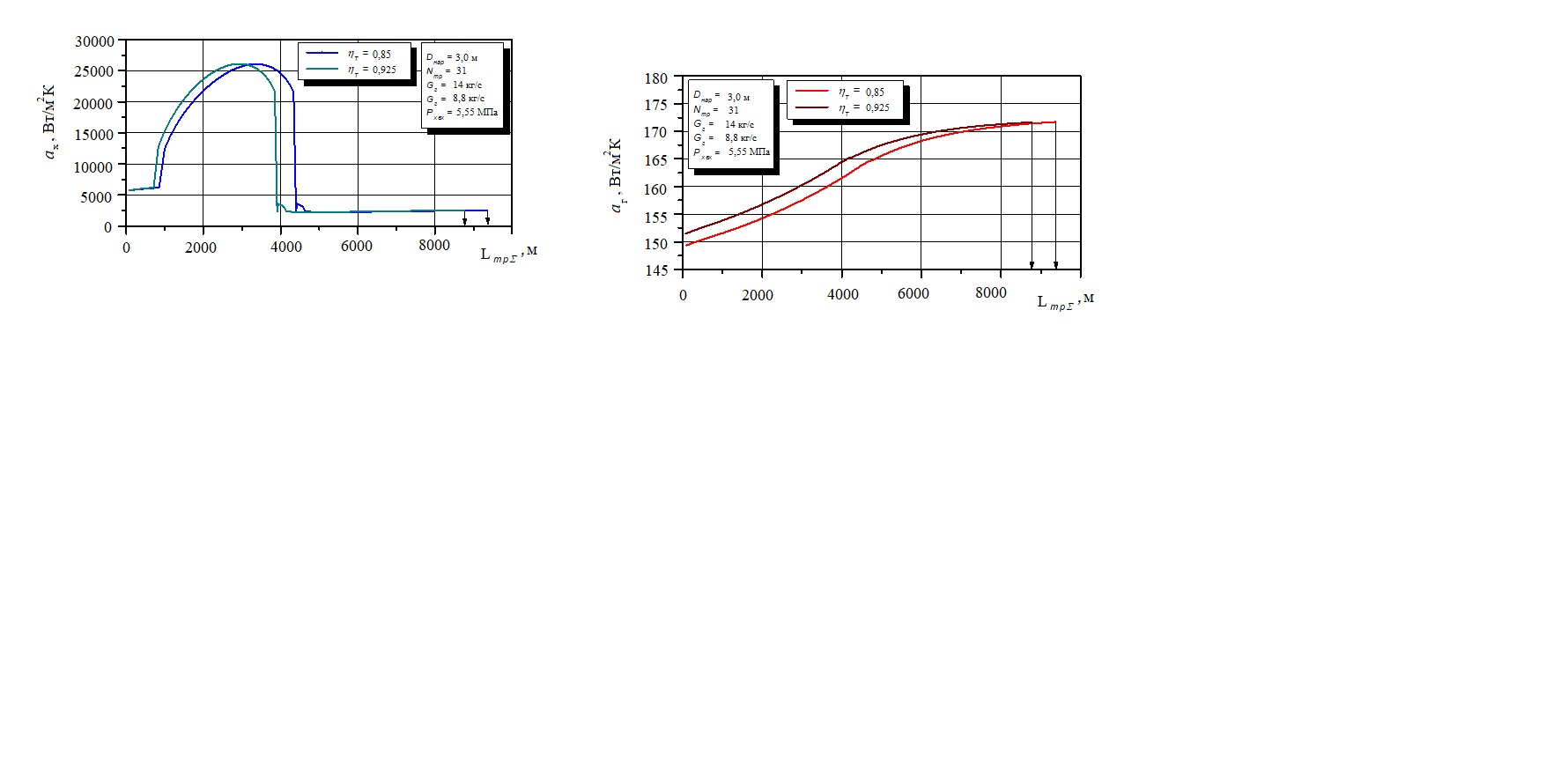


Рис. 3.15 Залежності коефіцієнта тепловіддачі в холодному тракті від сумарної довжини труб парогенератора

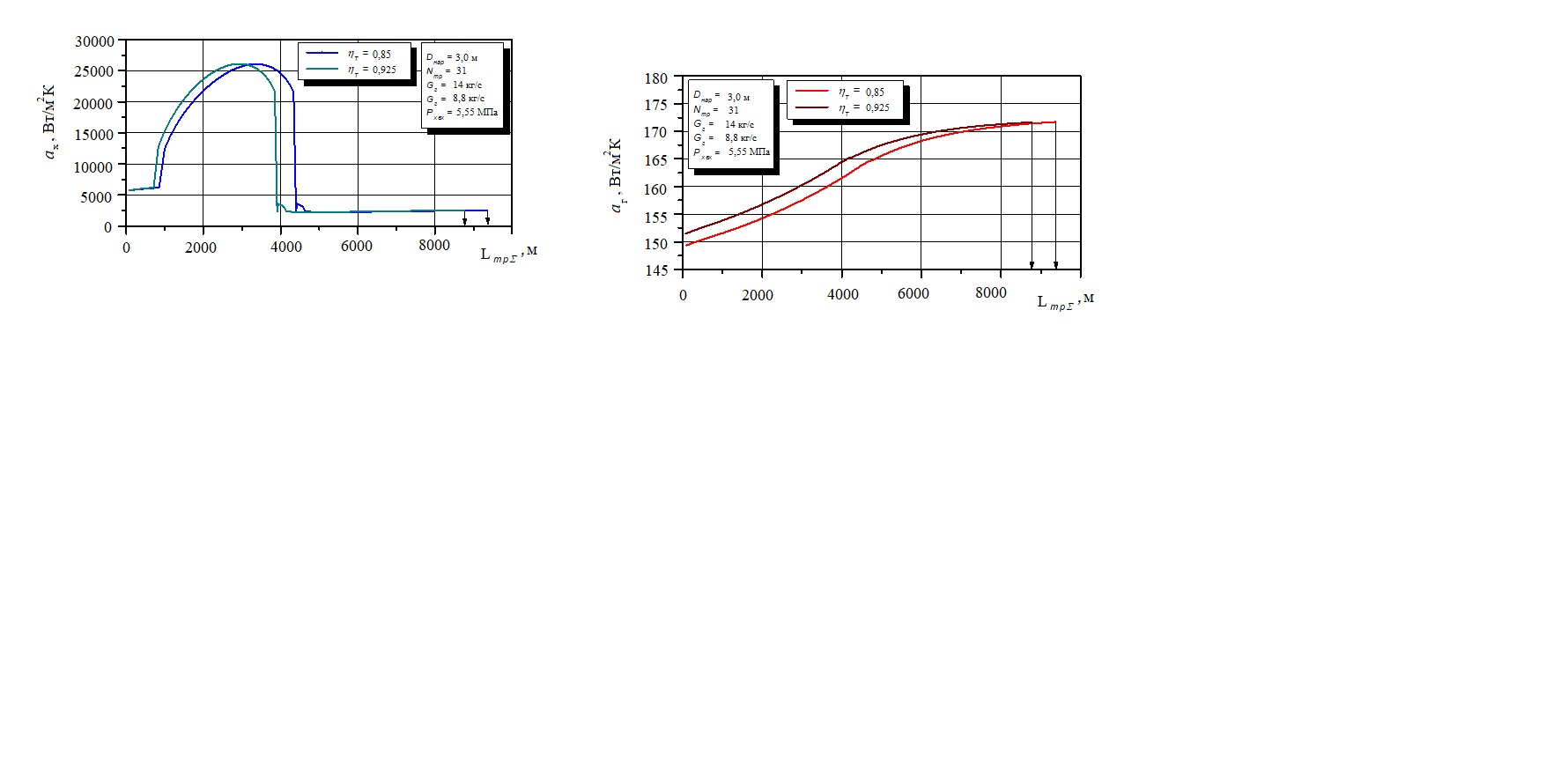


Рис. 3.16 Залежності коефіцієнта тепловіддачі в гарячому тракті від сумарної довжини труб парогенератора

З рисунків видно, що величина теплової ефективності не впливає на абсолютні значення локальних коефіцієнтів тепловіддачі в паровому тракті. У той час, як в гарячому тракті значення коефіцієнта тепловіддачі при  вище на 15 %, ніж при . Причому найбільше збільшення коефіцієнтів тепловіддачі в гарячому тракті має місце в економайзері і випарнику парогенератора.

## 3.5 Висновки до розділу

* 1. Найбільш коректне з фізичної точки зору є протікання залежностей  отриманих з використанням методів Чена і Гунгор – Вінтертона (існує характерний максимум значення коефіцієнта тепловіддачі двофазного потоку при ). Зі збільшенням температури пари на виході з випарника зростає потрібна теплова потужність випарника і зменшується потрібна теплова потужність пароперегрівача.
  2. Найменш фізично коректним для обраних режимних та геометричних параметрів видається протікання залежності отриманої з використанням методу Стейнера – Таборека. Причому розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі в області високих значень масового витратного паровмісту мають максимальні значення в порівнянні з іншими методами розрахунку. З ростом температури води на вході в парогенератор зменшується теплова потужність економайзера і зростають теплові потужності випарника і пароперегрівача.
  3. Середнє значення коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку для  знаходиться в діапазоні 27500 ... 37500 для всіх розглянутих методів (за винятком методу Стейнера – Таборека).
  4. Найменші значення коефіцієнтів тепловіддачі двофазного потоку мають місце при використанні методу Кандлікара.
  5. З ростом діаметра зовнішнього кожуха парогенератора в діапазоні  м відносні втрати тиску в холодному тракті парогенератора зростають на 7% і знижуються зі збільшенням числа труб в трубному пучку на 11%.
  6. Відносні втрати тиску в гарячому тракті парогенератора невеликі і зменшуються з ростом діаметра зовнішнього кожуха і збільшенням числа труб в трубному пучку на 5 %.

# ВИСНОВКИ

Дана робота присвячена дослідженню високотемпературного парогенератора в ядерній енергетичній установці ГТ-МГР.

1. Досліджено теплогідравлічні процеси в парогенераторі ядерної енергетичної установки ГТ-МГР з гелієвим реактором для виробництва електроенергії та водню.
2. Розроблено математичну модель високотемпературного парогенератора ЯЕУ четвертого покоління з використанням гелію в якості первинного теплоносія з гвинтовими закрученими (змієвиковими) трубами.
3. Було змодельовано процес теплообміну при кипінні рідини та досліджено структуру потоку та характерні режими теплообміну в вертикальній трубі.
4. Найбільш коректне з фізичної точки зору є протікання залежностей  отриманих з використанням методів Чена і Гунгор – Вінтертона (існує характерний максимум значення коефіцієнта тепловіддачі двофазного потоку при ).
5. З ростом діаметра зовнішнього кожуха парогенератора в діапазоні  м відносні втрати тиску в холодному тракті парогенератора зростають на 7 % і знижуються зі збільшенням числа труб в трубному пучку на 11 %.
6. Відносні втрати тиску в гарячому тракті парогенератора невеликі і зменшуються з ростом діаметра зовнішнього кожуха і збільшенням числа труб в трубному пучку на 5 %.
7. З ростом діаметра зовнішнього кожуха парогенератора маса і об’єм теплопередавальних поверхонь парогенератора зростають на 10 % через зниження середньої швидкості первинного теплоносія, зниження значень коефіцієнта тепловіддачі і зростання потрібної довжини труб парогенератора.
8. В гарячому тракті значення коефіцієнта тепловіддачі при  на 15 % вище, ніж при . Причому найбільше збільшення коефіцієнтів тепловіддачі в гарячому тракті має місце в економайзері і випарнику парогенератора.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Энергетика XXI века [Текст]: информационный бюлетень / ИИЭ Российский научный центр «Курчатовский институт», 2008 г.
2. Радченко Р.В. Водород в энергетике [Текст] / Р.В. Радченко, А.С. Мокрушин, В.В. Тюльпа – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2014. – 229 с.
3. Халатов, А. А. Анализ термодинамического цикла ГТУ ядерной модульной энергетической установки с гелиевым реактором [Текст] / А. А. Халатов, С. Д. Северин, Т. В Доник. // Промышленная теплотехніка. – 2015.–Т. 37, № 2. – C. 59–67.
4. Головко, В.Ф. Высокотемпературные реакторы для производства водорода [Электронный ресурс] / В.Ф Головко. – Режим доступа: [http://www.atomeks.ru/mediafiles/u/files/presentA2011/Golovko\_V.F.pdf – 6.12.2011](http://www.atomeks.ru/mediafiles/u/files/presentA2011/Golovko_V.F.pdf%20–%206.12.2011) г.
5. Долгополов, С.Ю. Ведение в ядерно-водородную энергетику [Текст, рисунки] / С.Ю Довгополов, И.В. Ломов, И.В. Шаманин – Т.:ТПУ, 2008. – 168 с.
6. МГР-Т – инновационная ядерная технология для комбинированного производства водорода и электроэнергии [Текст] / В.И. Костин, Н.Г Кодочигов, А.В. Васяев, и др. // докл. на 2 Рос. научно-техн. конф. МАЯТ-2 6-30 сентября 2005 г. – Москва, 2005. – С. 1-9.
7. Каренгин, А.Г. Плазменные технологии переработки веществ [Текст]: учебное пособие. / А.Г Каренгин – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 107с.
8. Атомно-водородная энергетика [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.nrcki.ru/>.
9. Пархоменко, В.Д. Технология плазмохимических производств [Текст] / В.Д Пархоменко, П.Н Цыбулев, – К.: «Вища школа», 1991. – 253с.
10. Якименко, Л.М. Электролиз воды [Текст] / Л.М Якименко, И.Д. Модылевская, З.А Ткачек, – М.: Химия, 1970. – 264 с.
11. Зарецкий, С.А. Технология электрохимических производств [Текст] / С.А. Зарецкий, – М.: Химия, 1976. – 168 с.
12. Хомяков, В.Г. Технология электрохимических производств [Текст] / В.Г. Хомяков, В.П. Машовец, Л.Л. Кузьмин, – М. – Л.: Госхимиздат, 1949. – 676 с.
13. Устройство электролизера [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://electrosam.ru/glavnaja/jelektrooborudovanie/ustrojstva/elektrolizer/>
14. Промышленный парогенератор [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://promplace.ru/>
15. N.E. Todreas, M.S. Kazimi “Nuclear Systems I. Thermal Hydraulic Fundamentals” [Текст]: Hemisphere Publishing Corporation, 1990.
16. M. Esch, A. Hurtado, D. Knoch, W. Tietsch “Analysis of Steam Outlet Temperatures of Helical Coil Steam Generator for HTRs with the System Code TRACE” [Текст]: Proceedings of HTR 2010, Prague, Czech Republic, Paper 267, 7 p.
17. N.V. Hoffer, P. Sabharwall, N.A. Anderson “Modeling a Helical-coil Steam Generator in RELAP5-3D for the Next Generation Nuclear Plant” [Текст]: Report INL/EXT-10-19621, 2011, pp. 4-14.
18. C.H. Oh, E.S. Kim “Heat Exchanger Design Options and Tritium Transport Study for the VHTR Systems” [Текст]:, Report INL/EXT-08-14700, 2008, pp. 131-136.
19. Справочник по теплообмінникам [Текст]: / П.И.Бажан, Г.Е.Каневец, В.М.Селивестров. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
20. А.А. Жукаускас Конвективный перенос в теплообменниках [Текст]: М.: Наука, 1982. 472 с.
21. Справочник по теплообменникам. [Текст] В 2-х т.: Пер. с англ. / Под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т.1. 560 с.; Т. 2. 352 с.
22. Б.А. Пермяков Особенности расчёта теплообмена и гидравлического сопротивления спиральных трубных змеевиков [Текст]: Тр. МИСИ. 1977. № 142. С. 12-19.
23. J. Buongiorno “Notes on Two-Phase, Boiling Heat Transfer, and Boiling Crises in PWRs and BWRs”, 22.06 Engineering of Nuclear Systems, MIT Department of Nuclear Science and Engineering, 2010, 14 p
24. В.П. Исаченко Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975, 488 с.
25. J.C. Chen "Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow" Industrial Engineering Chemical Process Design and Development, vol. 5, no. 3, pp. 322-339, 1966.
26. H.K. Forster, N. Zuber, "Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer," AICHME Journal, vol. 1, pp. 531-535, 1955.
27. M.M. Shah, "Chart correlations for saturated boiling heat transfer: Equations and further study," ASHRAE Transactions, vol. 88, part 1, pp. 185-196, 1982.
28. D. Steiner, J. Taborek, "Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model", Heat Transfer Engineering, vol. 13, No.2, 1992.
29. S. G. Kandlikar, “A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes,” J. Heat Transfer, 112, 1990, pp. 219-228.
30. S. G. Kandlikar, “A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators,” J. Heat Transfer, 113, 1991, pp. 966-972.
31. С.Л.Ривкин, А.А.Александров Термодинамические свойства воды и водяного пара. М: Энергия, 1975, 80 с
32. Д.И.Батищев Методы оптимального проектирования Учеб. пособие. М.: Радио и связь, 1984. -248 с.
33. C. Oh, J. Han, R. Barner, E. Kim, S. Sherman “Steam Generator Component Model in a Combined Cycle of Power Conversion Unit for Very High Temperature Gas-Cooled Reator”, INL/CON-06-12035 ANS Meeting, 2007, 7 p.
34. J.G. Collier, J.R. Thome “Convective Boiling and Condensation”, Third Edition, Oxford University Press, Oxford, 1994.
35. РД 24.035.05-89 Руководящий документ по стандартизации. Методические указания. Тепловой и гидравлический расчёт теплообменного оборудования АЭС, 1990.
36. Х. Хаузен Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрёстном токе: Пер. с нем. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
37. Теплообменные аппараты газотурбинных установок. Основы проектирования: монография / И.А. Богов, В.А. Суханов, А.П. Безухов, В.В. Толмачев, А.А. Смирнов, А.И. Бодров: под общей редакцией проф., д.т.н. И.А. Богова. СПб.: ООО Издательство «Полигон», 2010. – 208 с