

SECTION 5. ENERGY AND ENERGY ENGINEERING AND TECHNOLOGIES

5.1 Use of natural circulation in safety systems of small modular reactors

Є.О.Чеплаков, Ю.О.Комаров **Використання природної циркуляції в системах безпеки малих модульних реакторів.** У статті обґрунтовано причину використання природної циркуляції в системах безпеки АЕС для відведення залишкових енерговиділень після припинення ланцюгової ядерної реакції розподілу. Дано короткий опис принципу природної циркуляції, опис процесу, причини виникнення, умови її підтримки. Також представлений аналіз умов виникнення природної циркуляції в одній із систем безпеки малого модульного реактора, розробленого американською компанією NuScale.

Ключові слова: природна циркуляція, система безпеки АЕС, малі модульні реактори NuScale

Ye. Cheplakov, Yu. Komarov **Use of natural circulation in safety systems of small modular reactors.** The article substantiates the reason for the use of natural circulation in the safety systems of nuclear power plants to divert residual energy after the cessation of the nuclear fission chain reaction. A brief description of the principle of natural circulation, a description of the process, the causes, the conditions of its support. An analysis of the conditions of natural circulation in one of the safety systems of a small modular reactor developed by the American company NuScale is also presented.

Key words: natural circulation, NPP safety system, small modular NuScale reactors

З самого початку енергетичного реакторобудування стояло завдання забезпечення та підвищення технічної безпеки, що передбачає неперевищення встановлених меж радіаційного впливу на персонал, населення та навколишнє середовище при нормальній експлуатації атомної станції, порушення нормальної експлуатації та проектних аваріях, а також обмеження радіаційного впливу при запроектованих аваріях.

Однією з сучасних напрямів енергетичного реакторобудування стала розробка малих модульних реакторів (ММР). Основною відмінністю ММР від реакторів великої потужності у сфері забезпечення безпеки є широке використання пасивних систем безпеки. У цій статті описана одна із систем безпеки ММР від компанії NuScale, заснована на природній циркуляції (ПЦ) теплоносія, а отже має пасивний принцип дії.

NuScale Power - американська приватна компанія, яка розробляє та продає ММР. Штаб-квартира знаходиться в Тигарді, Орегон, США.

Основним завданням даної роботи є дослідження умов виникнення ПЦ, а саме вплив витрати на рушійний напір, вплив геометричних параметрів (різниця висот між парогенератором та теплообмінником та зміна їх висот).

Для реалізації цієї мети поставлено та вирішено такі завдання:

- аналіз конструктивних особливостей систем ММР з метою розробки розрахункової схеми та встановлення необхідних вихідних даних;
- на основі відомих досліджень [190-191] сформулювати методику розрахунку рушійного напору природної циркуляції та розрахунку гідравлічного опору контуру природної циркуляції;
- виконати розрахунок контуру природної циркуляції та провести аналіз отриманих результатів із встановленням умов виникнення ПЦ у аналізованій системі безпеки ММР.

Ядерний енергетичний реактор - пристрій, призначений для організації та підтримки контрольованої та керованої ланцюгової ядерної реакції поділу.

Усі режими роботи умовно можна поділити на дві групи: - нормальна експлуатація; аварійні режими

Як у першому, так і у другому випадку існує необхідність відведення тепла від активної зони реактора. Цей процес здійснюється за допомогою теплоносія (у нашому випадку вода), а пристрій для відведення тепла називається теплообмінним апаратом (парогенератор, конденсатор тощо).

У парогенераторі тепло від активної зони, за допомогою теплоносія першого контуру передається теплоносію другого контуру, а далі пар надходить на турбіну, потім в конденсатор.

У разі нормальної експлуатації система діє за схемою, що описана вище, але у разі аварійної ситуації - принцип її роботи змінюється.

У малому модульному реакторі NuScale є кілька основних систем безпеки [192]:

- система аварійного охолодження активної зони – Emergency Core Cooling System (ECCS);

- система відведення залишкового тепла – Decay Heat Removal System (DHRS).

Обидві системи працюють за принципом природної циркуляції.

ПЦ – процес циркуляції теплоносія по замкнутому контуру, без застосування додаткової енергії (насоси, турбоприводи тощо). ПЦ можлива за умови різниці мас теплоносія у підйомній (парогенератор) та опускній (теплообмінник аварійного розхолодження) частинах. Маса теплоносія безпосередньо залежить від його щільності та об'єму, а отже, зі збільшенням температури змінюється щільність речовини (зменшується).

З формули густини речовини [193] ми можемо висловити масу:

$$m = \rho/V , \quad (1)$$

де m - маса речовини, кг;

V - Обсяг речовини, м^3 .

Звідси випливає, що при зміні щільності речовини, змінюється його маса. Таким чином, теплоносій з меншою масою – піднімається вгору, а з більшою масою – опускається вниз. Цей принцип є основним у процесі природної циркуляції [194]. Умовна схема процесу ПЦ показано рисунку 1.

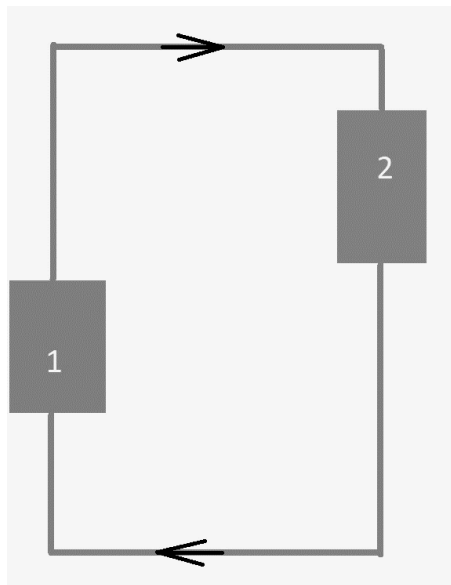


Рисунок 1 – Схематичне зображення контуру ПЦ

1 – гаряче джерело; 2 – холодне джерело.

Гарячий теплоносіє від джерела 1 внаслідок різниці густин піднімається трубами вгору і далі, потрапляючи в джерело 2 охолоджується, що призводить до збільшення його щільності і за рахунок гравітаційних сил опускається по контуру вниз і знову потрапляє в джерело 1, де нагрівається. Таким чином однією з умов підтримки безперервної ПЦ є наявність гарячого та холодного джерела. Важливою умовою є необхідна різниця висот між гарячим і холодним джерелом.

У цьому розділі проведено аналіз умов виникнення ПЦ у системі DHRS [192]. DHRS забезпечує охолодження для проєктних подій, не пов'язаних з аваріями із втратою теплоносія, коли звичайне охолодження вторинного контуру недоступне або не використовується іншим чином. DHRS призначена для видалення залишкового тепла після припинення ланцюгової ядерної реакції в активній зоні та переведення MMP у безпечний кінцевий стан без використання зовнішнього джерела електроживлення [192].

DHRS є пасивною системою, в якій використовується ПЦ, при цьому тепло від парогенератора за допомогою двох теплообмінників відводиться в басейн реактора. З погляду резервованості DHRS має два незалежних канали, кожен із яких здатний виконувати функцію безпеки системи у разі одиничного відмови [192]. Контур природної циркуляції реактора NuScale представлений рисунку 2.

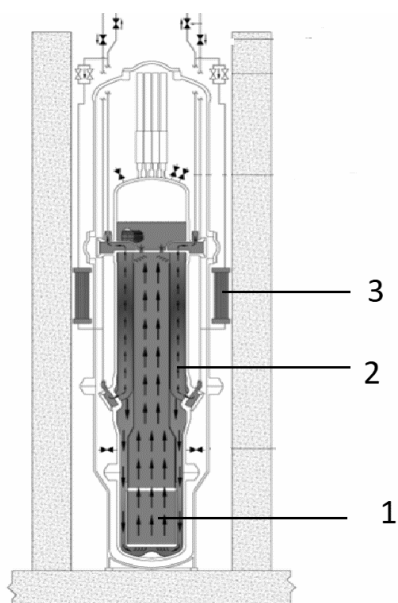


Рисунок 2 – Система відведення залишкового тепла [190]

Контур ПЦ складається з парогенератора (2), трубопроводів, арматури (клапанів), двох теплообмінників (3).

Гарячий теплоносій від активної зони (1) по центральній трубі (стояку) піднімається вгору, проходячи через спіральний парогенератор (2), передаючи теплоту теплоносію в парогенераторі. Теплоносій другого контуру від парогенератора переносить теплоту до теплообмінника аварійного розхолодження (ТОАР) (3).

Реактор занурений у басейн із водою. Тиск у басейні дорівнює атмосферному, температура дорівнює 35-40 °С. Басейн є відкритим резервуаром з водою, куди занурений реактор. Охолодження води у басейні відбувається за рахунок постійної вентиляції приміщення.

Теплоносієм, що відводить тепло від ТОАР, є вода у басейні. Таким чином відводиться близько 90% тепла від активної зони в аварійному режимі та в режимі розхолодження.

Для коректного проектування DHRS насамперед необхідно провести розрахунковий аналіз основних характеристик контуру циркуляції, які можуть забезпечити підтримання ПЦ. Було проведено два розрахунки, в яких застосовувалася одна з наступних граничних умов:

1. Теплоносій – вода;

2. Теплоносій – пароводяна суміш.

В обох розрахунках умовою ПЦ виступає рівність:

$$P_{\text{дв}} = \Sigma P, \quad (2)$$

де $P_{\text{дв}}$ – рушійний тиск природної циркуляції, кПа;

ΣP – сумарний гідравлічний опір контуру природної циркуляції, кПа.

У разі виконання рівності (2) забезпечується постійний процес ПЦ системи DHRS.

При розрахунках було прийнято припущення, що тепло залишкових енерговиділень активної зони повністю відводиться через парогенератор. Таким чином, розрахунок був спрощений до розрахунку контуру, що включає парогенератор і ТОАР.

У процесі розрахунку враховувалося:

- теплова потужність реактора;
- коефіцієнт місцевих опорів всіх елементів;
- температури на вході/виході парогенератор (при прийнятті умови, описаної вище, температуру можна прийняти рівною на вході/виході з активної зони);
- температура на вході/виході із ТОАР;
- кількість поворотів та вигинів трубопроводу;
- тиск у контурі;
- площа прохідного перерізу парогенератора; площа прохідного перерізу ТОАР;
- різниця висот між гарячим та холодним джерелами;
- висота (довжина) холодного джерела;
- висота (довжина) гарячого джерела;
- діаметр сполучних труб;
- довжина сполучних труб;
- тиск у басейні;
- температура у басейні;

Основні розрахункові залежності з оцінки умов виникнення ПЦ взято по [190].

Розрахунок рушійного напору ПЦ проводиться з використанням наведеної нижче методичної основи.

Температура на вході в гаряче джерело (парогенератор):

$$t_{1ПГ} = t_{\text{вых.ПГ}} - \left(\frac{Qt}{Cp \cdot G_{\text{нач}}} \right), \quad (3)$$

де $t_{\text{вых.ПГ}}$ - температура на виході з парогенератора, $^{\circ}\text{C}$;

Qt - потужність теплової, кВт;

$G_{\text{нач}}$ - початкове значення витрати, кг / с.

Розрахунок теплофізичних властивостей води та водяної пари здійснюється з використанням прикладної програми WaterSteamPro [195]. Далі, в розрахункових формулах, дана функція позначена як wsp із зазначенням яких величин йде розрахунок властивостей.

Густина теплоносія у гарячому джерелі:

$$\rho = 1/wsp(\bar{P}; \overline{t_{ПГ}}), \quad (4)$$

де $\bar{P}$ - середній тиск у контурі, Па;

$\overline{t_{ПГ}}$ - середня температура в гарячому джерелі, $^{\circ}\text{F}$.

Температура на виході з гарячого джерела дорівнює температурі на вході холодне джерело.

Температура на виході з холодного джерела дорівнює температурі на вході до гарячого.

Рушійний тиск природної циркуляції:

$$P_{\text{ДВ}} = \rho \cdot g \cdot dl, \quad (5)$$

Де ρ – густина теплоносія, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g - прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$;

$$g = 9,8 \text{ м}/\text{с}^2$$

dl - різниця висот між гарячим і холодним джерелами, м.

Розрахунок гідравлічного опору гарячого джерела (парогенератор).

Коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$\nu = wsp(\bar{P}; \overline{t_{ПГ}}), \quad (6)$$

де $\bar{P}$ - середній тиск у контурі, Па;

$\overline{t_{\text{ПГ}}}$ - середня температура в гарячому джерелі, °F.

Питомий об'єм середовища:

$$v = w_{sp}(\bar{P}; \overline{t_{\text{ПГ}}}) , \quad (7)$$

де $\bar{P}$ - середній тиск у контурі, Па;

$\overline{t_{\text{ПГ}}}$ - середня температура в гарячому джерелі, 0F.

Швидкість теплоносія у гарячому джерелі:

$$W_{\Gamma} = \frac{G \cdot v}{f_{\text{гор}}} , \quad (8)$$

де G – значення витрати, кг/с;

v - питомих об'єм середовища, м³/кг;

$f_{\text{гор}}$ - прохідний переріз гарячого джерела, м.

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_{\Gamma} \cdot D_{\Gamma}}{\nu} , \quad (9)$$

де W_{Γ} – швидкість теплоносія у гарячому джерелі, м/с;

D_{Γ} - еквівалентний діаметр гарячого джерела, м;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

Коефіцієнт опору тертю:

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg(Re) - 1,64)^2} \quad (10)$$

Гідравлічний опір для гарячого джерела:

$$\Delta P_{\text{ПГ}} = \left(\xi + \lambda \cdot \frac{L_{\text{гор}}}{D_{\Gamma}} \right) \cdot \left(\frac{W_{\Gamma}^2}{2} \right) \cdot 10^3 , \quad (11)$$

де ξ - коефіцієнт місцевих опорів;

λ - коефіцієнт опору тертю;

$L_{\text{гор}}$ - довжина (висота) гарячого джерела, м;

D_{Γ} - еквівалентний діаметр гарячого джерела, м;

W_{Γ} - швидкість середовища в гарячому джерелі, м / с;

ρ - густина середовища в гарячому джерелі, кг/м³.

Коефіцієнти місцевих опорів були взяті з таблиці [197].

Холодне джерело (ТОАР) розраховується за таким же алгоритмом, як і гаряче, тільки параметри гарячого джерела (висота; площа прохідного перерізу; еквівалентний діаметр; середня температура теплоносія) в рівняннях (6) – (11) змінюються на параметри холодного джерела.

Для визначення швидкості в трубах була взята середня температура в холодному та гарячому джерелах. Середня температура в парогенераторі дорівнює середній температурі ТОАР. А відповідний коефіцієнт кінематичної в'язкості дорівнюватиме попереднім.

Алгоритм розрахунку параметрів сполучних труб схожий з алгоритмом для гарячого та холодного джерел. У вихідних даних змінюється лише еквівалентний діаметр. Далі знаходимо питомий об'єм середовища (7), швидкість теплоносія в трубах (8), критерій Рейнольдса (9), коефіцієнт опору тертю (10).

Гідравлічний опір сполучних труб:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\xi + \lambda \cdot \frac{l}{D_{\text{т}}} \right) \cdot \left(\frac{w_{\text{т}}^2}{2} \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot 10^3, \quad (12)$$

де ξ - коефіцієнт місцевих опорів;

λ - коефіцієнт опору тертю;

l - довжина сполучних труб, м;

$D_{\text{т}}$ – еквівалентний діаметр сполучних труб (рівний фізичному діаметру), м;

$w_{\text{т}}$ – швидкість середовища у сполучних трубах, м/с;

ρ - Щільність середовища в сполучних трубах, кг/м³.

Сумарний гідравлічний опір контуру природної циркуляції:

$$\Sigma P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{тоар}} + \Delta P_{\text{пг}} \quad (13)$$

У цій частині проводимо знаходження наступних параметрів: ентальпії пари та води на виході з гарячого джерела; ентальпію теплоносія на виході з гарячого джерела; тепловміст та температуру на виході з гарячого джерела. Усі параметри знаходимо за допомогою програми WaterSteamPro [195] по тиску на виході з гарячого джерела P_1 та температурі на виході з гарячого джерела $t_{\text{вих.ПГ}}$.

Для гарячого джерела частка потужності, що витрачається на підігрів теплоносія до t_s :

$$N^* = G \cdot (i^* - i_{\text{вых}}), \quad (14)$$

де G – значення витрат, кг/с;

i^* – ентальпія води, кДж/кг;

$i_{\text{вых}}$ – ентальпія теплоносія на виході з гарячого джерела, кДж/кг.

Частка потужності, що витрачається для отримання пари:

$$N^{**} = N - N^*, \quad (15)$$

де N – Теплова потужність гарячого джерела, кВт.

Висота гарячого джерела, на якій відбувається підігрів до t_s :

$$H^*_{\text{ги}} = H_{\text{ги}} \cdot \left(\frac{N^*}{N}\right), \quad (16)$$

де $H_{\text{ги}}$ – Висота гарячого джерела, м.

Знаходимо середню температуру гарячого джерела на ділянці підігріву за температурою теплоносія на вході в гаряче джерело і за температурою насичення.

Знаходимо середню щільність теплоносія на ділянці підігріву за середньою температурою.

Нівелірна втрата тиску на ділянці підігріву:

$$\Delta P_{\text{под.}} = H^*_{\text{ги}} \cdot \overline{\rho}_{\text{ги}} \cdot g, \quad (17)$$

де $\overline{\rho}_{\text{ги}}$ – середня густина теплоносія на ділянці підігріву, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с.

Висота гарячого джерела, на якій відбувається кипіння:

$$H^{**}_{\text{ги}} = H_{\text{ги}} - H^*_{\text{ги}} \quad (18)$$

Густина води та пари знаходимо за тиском на виході з гарячого джерела P_1 .

Витратний об'ємний паровміст:

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{\rho^*}{\rho} \left(\frac{1}{X} - 1\right)}, \quad (19)$$

де ρ^* – густина пари, кг/м³;

ρ – густина води, кг/м³;

X – паровміст на виході з гарячого джерела (приймаємо).

Швидкість циркуляції:

$$W0 = \frac{G}{(f_{гор} \cdot \rho^{'})} , \quad (20)$$

Де: G – значення витрат, кг/с;

$f_{гор}$ - прохідний переріз гарячого джерела, мм.

$\rho^{'}$ - густина води, кг/м³.

Критерій Фруда:

$$Fr0 = \frac{W0}{(g \cdot Dг)}, \quad (21)$$

де $Dг$ - еквівалентний діаметр гарячого джерела, м;

$W0$ - швидкість середовища в гарячому джерелі, м/с;

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Коефіцієнт проковзування пари:

$$S = 1 + \frac{0,6+1,5\beta^2}{\sqrt[4]{Fr0}} \cdot \left(1 - \frac{P}{P_{кр}}\right), \quad (22)$$

де $P_{кр}$ - критичний тиск, на який розрахований контур, МПа.

$P_{кр} = 34,48$ МПа

Справжній об'ємний вміст теплоносія на виході з ГД:

$$У_{г.и.} = \frac{1}{1 + \frac{1-X}{X} \cdot \frac{\rho^{'}}{\rho^{'}} S}, \quad (23)$$

де $\rho^{'}$ - густина води, кг/м³;

$\rho^{''}$ - густина пари, кг/м³;

X - паровміст на виході з гарячого джерела (приймаємо).

Середній істинний об'ємний вміст у гарячому джерелі:

$$\overline{У_{ги}} = \frac{У_{г.и.}}{2} \quad (24)$$

Середня густина теплоносія на ділянці з кипінням:

$$\overline{\rho^{''}_{ги}} = \overline{У_{ги}} \cdot \rho^{''} + (1 - \overline{У_{ги}}) \cdot \rho^{'}, \quad (25)$$

де $\rho^{'}$ - густина води, кг/м³;

$\rho^{''}$ - густина пари, кг/м³.

Нівелірна втрата тиску на ділянці гарячого джерела з кипінням розрахована (17), з урахуванням висоти гарячого джерела, на якій відбувається кипіння та середньої густини теплоносія на ділянці з кипінням.

Методична основа розрахунку індивідуальних тягових труб така сама, як і гарячого джерела. Розрахунок проводиться за рівняннями (19)-(25), нівелірна витрата тиску розраховується за (17). У зазначених формулах змінюємо лише висоту тягових труб (приймаємо).

Загальна тягова ділянка розраховується так само, як і індивідуальні тягові труби, змінюємо лише їхню висоту (приймаємо).

Знаючи площу зовнішньої поверхні трубки ТОАР, з формули площі труби, знаходимо висоту ТОАР. Далі знаходимо середню температуру в ТОАР через температуру входу та t_s . По тиску і середній температурі знаходимо середню густину, і (17) знаходимо нівелірні втрати тиску.

Опускна ділянка розраховується так само, як і теплообмінник.

Висота опускної ділянки:

$$H_{ou} = (H_{gi} + H_{tt} + H_{ou}) - H_{toar} \quad , \quad (26)$$

де H_{gi} – висота гарячого джерела, м;

H_{tt} – висота тягових труб, м;

H_{ou} – висота загальної тягової ділянки, м;

H_{toar} – висота ТОАР, м

У результаті ми знаходимо рушійний тиск природної циркуляції, за формулою:

$$\Delta P_{дв} = \Sigma (H \rho g)_{оп} - \Sigma (H \rho g)_{под.} = \\ (\Delta P_{роп} + \Delta P_{тоар}) - (\Delta P_{роту} + \Delta P_{тт} + \Delta P_{под} + \Delta P_{ги}) \quad , \quad (27)$$

де $\Delta P_{роп}$ – нівелірні втрати тиску опускної ділянки, кПа;

$\Delta P_{тоар}$ – нівелірні втрати тиску ТОАР, кПа;

$\Delta P_{роту}$ – нівелірні втрати тиску загальної тягової ділянки, кПа;

$\Delta P_{тт}$ – нівелірні втрати тиску тягових труб, кПа;

$\Delta P_{под}$ – нівелірні втрати тиску ділянки з підігрівом, кПа;

$\Delta P_{ги}$ – нівелірні втрати тиску гарячого джерела на ділянці з кипінням, кПа.

Для гарячого джерела задаємося значенням витрати та коефіцієнта місцевих опорів. Коефіцієнт кінематичної в'язкості розрахований за середнім тиском у

контурі ПЦ та середній температурі у ГД. Швидкість теплоносія розраховується (20), з підстановкою раніше порахованої середньої щільності в ГД.

Критерій Рейнольдса розраховується за (9). Коефіцієнт опору тертю розраховується за (10). Гідравлічний опір на ділянці підігріву розраховується (12), з підстановкою висоти ГД, на якій відбувається підігрів. Коефіцієнт кінематичної в'язкості розрахований за середнім тиском у контурі та середній температурі у гарячому джерелі на ділянці підігріву.

Гідравлічний опір на ділянці з кипінням:

$$\Delta P''_{\text{ги}} = (\Sigma \xi + \lambda_{\text{тр}} \cdot \left(\frac{H''_{\text{ги}}}{D_{\text{г}}} \right)) \cdot \left(\frac{w_0}{2} \right) \cdot \left(1 + \overline{X}_{\text{ги}} \cdot \Psi \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right) - 1 \right) \cdot 10^{-3}, \quad (28)$$

де $\Sigma \xi$ - сумарне значення місцевих опорів;

$\lambda_{\text{тр}}$ - коефіцієнт опору тертю ГД;

$H''_{\text{ги}}$ - висота ГД, на якій відбувається кипіння, м;

$D_{\text{г}}$ - еквівалентний діаметр ГД, м;

$\overline{X}_{\text{ги}}$ - середній масовий паровміст у ГД;

Ψ - виправлення на двофазність потоку (приймаємо).

Індивідуальні тягові труби розраховуються аналогічно до гарячого джерела. Прохідний переріз з'єднувальних труб розрахований за формулою площі труби.

Коефіцієнт місцевих опорів сполучних труб:

$$\xi_{\text{м}} = (\xi_{\text{изг}} \cdot n_{\text{изг}}) + \xi_{\text{клап}}, \quad (29)$$

де $\xi_{\text{изг}}$ - коефіцієнт місцевого опору вигинів;

$n_{\text{изг}}$ - кількість вигинів;

$\xi_{\text{клап}}$ - коефіцієнт місцевого опору клапанів.

Швидкість теплоносія розраховується (20).

Гідравлічний опір сполучних труб:

$$\Delta P_{\text{сое тр}} = \xi_{\text{м}} \cdot ((W_0^2 \cdot \rho') / (2 \cdot 10^3)) \quad (30)$$

Середня густина у теплообміннику та коефіцієнт кінематичної в'язкості розраховується за середнім тиском у контурі ПЦ та середній температурі у

ТОАР. Швидкість теплоносія, критерій Рейнольдса, коефіцієнт опору тертя, гідравлічний опір ТОАР розраховуються (8) - (10).

Гідравлічний опір теплообмінника:

$$\Delta P_{то} = (\Sigma \xi + \lambda_{тр} \cdot (H_{тоар} / D_{тоар})) * ((W_0 \cdot \overline{\rho_{тоар}}) / 2) \cdot 10^{-3} \quad (31)$$

Сумарний Гідравлічний опір контуру ПЦ:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P'_{ги} + \Delta P''_{ги} + \Delta P_{тт} + \Delta P_{ст} + \Delta P_{то}, \quad (32)$$

де $\Delta P'_{ги}$ - гідравлічний опір на ділянці підігріву, кПа;

$\Delta P''_{ги}$ - гідравлічний опір на ділянці з кипінням, кПа;

$\Delta P_{тт}$ - гідравлічний опір тягових труб, кПа;

$\Delta P_{ст}$ - гідравлічний опір сполучних труб, кПа;

$\Delta P_{то}$ - гідравлічний опір теплообмінника, кПа.

Вихідні дані для розрахункового аналізу взяті з відкритих джерел [192], [196] та зведені до таблиць 1-3.

Таблиця 1 - Вихідні дані (загальні)

Найменування величини:	Позначення	Значення	Розмірність
Початкове значення витрати	G	37,5	кг/с
Теплова потужність парогенератора	N	9220	кВт
Різниця висот між ТОАР та парогенератора	dl	2,5	м
Температура на виході з парогенератора	$t_{выхГИ}$	276,85	°C
Середній тиск середовища у контурі природної циркуляції	P	14,48	МПа
Площа прохідного перерізу парогенератора	$f_{гор}$	0,92	м ²
Висота (довжина) парогенератора	НГД	7,7	м
Площа прохідного перерізу ТОАР	$f_{ТОАР}$	0,24	м ²

Продовження таблиці 1.

Висота (довжина) ТОАР	Нтоар	2,86	м
Діаметр сполучних труб	d _г	0,15	м
Довжина сполучних труб	l	5	м
Коефіцієнт місцевого опору при вході в парогенератори	$\xi_{\text{ги}}$	3	
Коефіцієнт місцевого опору під час входу до ТОАР	$\xi_{\text{ТОАР}}$	3	
Коефіцієнт місцевого опору поворотів та вигинів сполучних труб	$\xi_{\text{т}}$	1,7	
Коефіцієнт місцевого опору запірних клапанів	$\xi_{\text{к}}$	2,1	
Кількість поворотів та вигинів сполучних труб	n _{изг}	13	
Кількість послідовно розташованих запірних клапанів	n	1	

Таблиця 2 - Розрахункові дані щодо DHRS

Найменування величини	Позначення	Значення	Розмірність
Внутрішній тиск	Рівне	144,79	бар
Температура	t ₁	343,33	°C
Кількість конденсаторів		2	
Загальна кількість трубок конденсаторів		80	шт.
Зовнішній діаметр стінки трубки	d _{нар}	33,4	мм
Товщина стінки трубки	b	2,77	мм
Площа зовнішньої поверхні трубки у конденсаторі	f _{внеш}	23,99	м ²

Таблиця 3 – Теплогідрравлічні умови роботи парогенератора при повному навантаженні

Найменування величини	Позначення	Значення	Розмірність
Повна теплопередача	Q _п	159,13	МВт

Продовження таблиці 3.

Тиск на виході з ПГ	$P_{\text{вихПГ}}$	34,48	бар
Температура на виході із ПГ	$t_{\text{вихПГ}}$	306,89	$^{\circ}\text{C}$
Температура на вході до ПГ	$t_{\text{вхПГ}}$	148,72	$^{\circ}\text{C}$
Витрата ПГ	$G_{\text{ПГ}}$	326,57	$\text{м}^3/\text{с}$

Проведено варіаційні розрахунки умов виникнення ПЦ при однофазному та двофазному стані теплоносія у контурі охолодження DHRS MMP. Результати представлені на рисунках 3, 4.

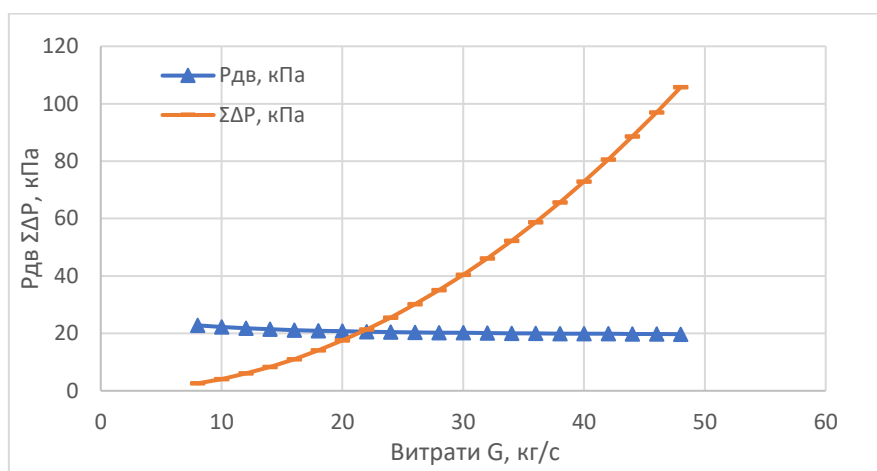


Рисунок 3 - Графік залежності рушійного напору від витрати та сумарного гідравлічного опору від витрати при однофазному (воді) русі теплоносія

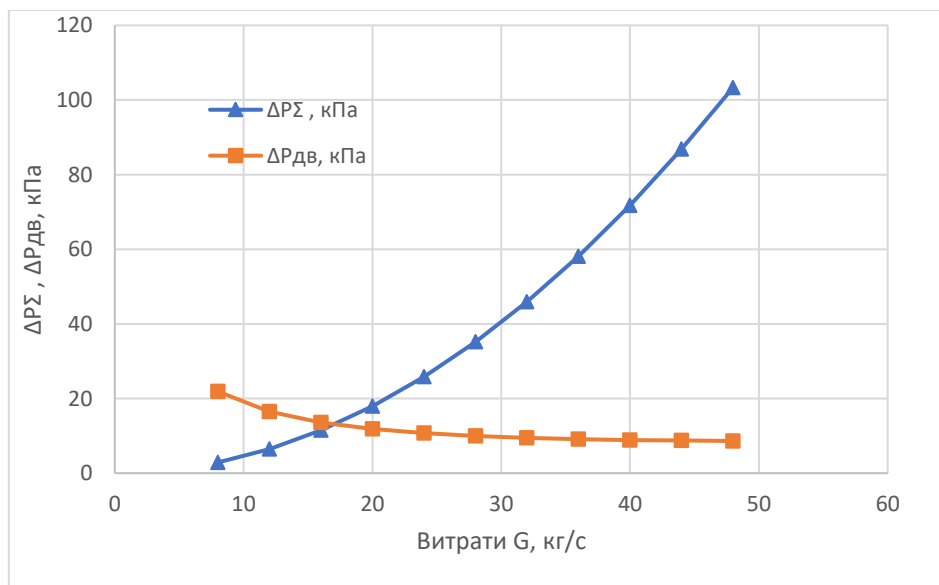


Рисунок 4 - Графік залежності рушійного напору від витрати та сумарного гідравлічного опору від витрати при двофазному русі теплоносія

При однофазному перебігу теплоносія (вода) криві перетинаються при значенні витрати 22 кг/с. Саме при цьому значення виконується рівність (2). З графіків видно, що значення рушійного напору ($P_{дв}$) падає у міру збільшення витрати, це пов'язано з тим, що щільність теплоносія з часом зменшується, як наслідок підвищення значення температури зі збільшенням значення витрати. Збільшення температури обумовлене зменшенням величини тепловідвіду за рахунок поступового збільшення швидкості руху теплоносія. Значення сумарного гідравлічного опору контуру ПЦ ($\Sigma \Delta P$) зростають у міру збільшення витрати, оскільки збільшується швидкість і як наслідок зростають сили тертя поверхонь трубопроводів та теплообмінників (збільшуючи їх гідравлічний опір).

При двофазному перебігу теплоносія (вода) криві перетинаються при значенні витрати 18 кг/с., при цьому виконується рівність (2).

В основі природної циркуляції лежить загальний фізичний закон всесвітнього тяжіння, з якого випливає, що чим більша маса об'єкта, тим сильніше на нього діє гравітаційна сила. Зміна рівня залишкових енерговиділень впливає безпосередньо на температуру при вході в гаряче джерело (парогенератор) ММР, сприяючи тим самим зміні інтенсивності процесу.

Провівши розрахунки і оцінивши результати, можна зробити висновок, що однофазність середовища (вода) краще впливає на процес природної циркуляції за рахунок кращого тепловідводу з поверхні теплообміну. На це впливає безпосередньо густина середовища, а також однорідність, оскільки тепловідвід парою проходитиме набагато гірше, ніж водою.

З проведеного дослідження, зокрема, впливає, що грамотне компонування обладнання та різниця висот забезпечує стійкий процес ПЦ без застосування насосів та додаткової енергії для перекачування теплоносія. ПЦ – майбутнє систем безпеки ядерних реакторів, вплив людського фактору в ній зведено до мінімуму, що є одним із основоположних принципів безпеки ядерних енергоустановок.