

Національна академія наук України
Інститут технічної теплофізики

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Хміль Дмитро Петрович

УДК 644.11

ДИСЕРТАЦІЯ

**ТЕПЛООБМІН І ПРОСТОРОВА СТРУКТУРА РОЗПОДІЛУ
ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ В
ТРУБАХ ЗА УМОВ ЗМІШАНОЇ КОНВЕКЦІЇ**

144 – Теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії в галузі знань
14 електрична інженерія

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Д.П. Хміль

Науковий керівник – Фіалко Наталія Михайлівна, доктор технічних наук,
професор, чл.-кор. НАН України

Київ – 2023

АНОТАЦІЯ

Хміль Д.П. ТЕПЛООБМІН І ПРОСТОРОВА СТРУКТУРА РОЗПОДІЛУ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ В ТРУБАХ ЗА УМОВ ЗМІШАНОЇ КОНВЕКЦІЇ – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії в галузі знань 14 – Електрична інженерія за 144 – Теплоенергетика. – Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, 2023.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню на основі CFD моделювання течії і теплообміну надкритичної води в вертикальних нагріваних каналах у режимах змішаної конвекції, а також аналізу розподілу в потоці її теплофізичних властивостей.

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету і завдання досліджень, наведено наукову новизну та практичну цінність одержаних результатів, визначено особистий внесок здобувача, представлено інформацію щодо апробації, структури і обсягу дисертації.

Перший розділ дисертації присвячено аналізу фахових джерел, що стосуються дослідження закономірностей теплообміну в каналах при надкритичних тисках. Розглянуто особливості CFD моделювання досліджуваної фізичної ситуації. Наведено результати аналізу стану досліджень течії і теплообміну надкритичної води за умов змішаної конвекції. Певну увагу приділено розгляду робіт, пов'язаних з дослідженням розподілів у потоках теплофізичних властивостей надкритичних теплоносіїв.

На основі виконаного аналізу стану розглянутої проблеми сформульовано мету та основні завдання, що вирішуються у дисертаційній роботі.

У **другому розділі** висвітлюються особливості методики математичного і комп'ютерного моделювання відповідно до завдань роботи. Наводиться математична модель досліджуваного процесу, що відповідає осесиметричній

нелінійній задачі течії і теплопереносу надкритичної води у вертикальних гладких нагріваних трубах. Представлено дані щодо верифікації моделі турбулентного переносу для досліджуваної фізичної ситуації. Наведено також результати аналізу стосовно застосування вибраної моделі турбулентності для різних режимів теплообміну за умов висхідної течії надкритичної води в трубах.

Третій розділ присвячено дослідженню змішаної конвекції надкритичної води при висхідній течії у вертикальних нагріваних трубах за умов середніх значень масових швидкостей води і різних величин підведених до стінки теплових потоків.

Наводяться результати CFD моделювання закономірностей течії надкритичної води для досліджуваної фізичної ситуації. Зокрема показано, що режим змішаної конвекції спостерігається лише на певній центральній по довжині ділянці труби. При цьому в межах локалізації зони змішаної конвекції її прояв по довжині каналу зростає, досягає максимуму і далі спадає. Зазначається, що формування підобласті змішаної конвекції в центральній по довжині зоні труби відбувається на вхідній ділянці каналу під дією двох конкуруючих факторів – по-перше, зростання нерівномірності розподілу густини надкритичної води у поперечному перерізі труби, і по-друге, термічного прискорення потоку; далі по довжині каналу дія вказаних факторів стає односпрямованою, зважаючи на зменшення зазначеної нерівномірності. Відмічається, що радіальні профілі швидкості в зоні локалізації змішаної конвекції деформуються з появою м'якого локального максимуму поблизу стінки труби (М-подібний профіль), який розмивається в міру наближення до верхньої границі даної зони.

Представлено дані досліджень щодо особливостей течії надкритичної води при варіюванні величини густини теплового потоку q на стінці труби від 239 до 310 кВт/м². Показано, що протяжність по довжині каналу зони змішаної конвекції в його центральній ділянці суттєво зростає з підвищенням теплового потоку q . При цьому чим більше значення q , тим ближче до вхідного перерізу труби

починається дана зона і тим далі від нього закінчується. Більш яскраво виражений локальний максимум на M-подібних профілях швидкості надкритичної води відповідає більшим значенням підведеного до стінки каналу теплового потоку q .

Подаються результати досліджень щодо встановлення ролі вільного руху надкритичної води у формуванні структури потоку шляхом зіставлення числових розв'язків, які відповідають наявності і відсутності врахування архімедових сил. Показано наявність певної кореляції поведінки радіальних профілів осьової швидкості зі зміною по довжині каналу локального числа Річардсона. Виконано аналіз впливу архімедових сил на інтенсивність турбулентного переносу. Встановлено, що під впливом цих сил відбувається його пригнічення, яке є тим суттєвішим, чим вища густина підведеного до стінки каналу потоку q .

Наводяться результати аналізу закономірностей теплообміну при змішаній конвекції надкритичної води у вертикальних гладких трубах при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку ($239 \dots 310 \text{ кВт/м}^2$). Показано, що зі зростанням густини теплового потоку q суттєво знижуються коефіцієнти тепловіддачі (до 1,7 рази) та підвищуються температури стінки труби. Фронт псевдофазового переходу, рухаючись від стінки труби, при всіх розглянутих значеннях q досягає її осі. При цьому чим більше q , тим ближче до вхідного перерізу труби даний фронт перетинає вісь труби.

За результатами CFD моделювання встановлено залежність основних характеристик тепловіддачі при змішаній конвекції надкритичної води від дії архімедових сил. Дані зіставлення CFD передбачень, отриманих з урахуванням і без врахування цих сил, свідчать, що:

- коефіцієнти тепловіддачі, які відповідають відсутності даного урахування, виявляються вищими по всій довжині труби. При цьому відносні

розбіжності коефіцієнтів тепловіддачі, що зіставляються, зростають з підвищенням значень підведеного теплового потоку q ;

- температури, отримані з урахуванням архімедових сил, у фіксованих поперечних перерізах труби є вищими біля стінки труби і нижчими в ядрі потоку;
- швидкість руху фронту псевдофазового переходу в умовах наявності і відсутності врахування архімедових сил відрізняються поблизу стінки труби і в ядрі потоку: при врахуванні сил плавучості фронт псевдофазового переходу в ядрі потоку рухається повільніше, а поблизу стінки труби – навпаки швидше.

У **четвертому розділі** висвітлюються результати виконаних досліджень з визначення просторових розподілів теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку за умов змішаної конвекції. На основі розв'язку осесиметричної нелінійної задачі теплопереносу при течії надкритичної води в каналах встановлено особливості її температурних полів, за якими здійснюється побудова цих розподілів. Виконано аналіз закономірностей руху фронтів псевдофазового переходу, які значною мірою визначають характер розподілу теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах.

Наводяться дані CFD моделювання щодо закономірностей структури просторового розподілу коефіцієнта теплопровідності λ надкритичної води в каналах. Показано, що має місце немонотонний характер полів λ – вниз за потоком спостерігається локальне підвищення коефіцієнта теплопровідності, зона якого тим більша і тим далі розташована від вхідного перерізу, чим менше значення підведеного до стінки теплового потоку.

Представлено результати досліджень особливостей просторового розподілу питомої теплоємності c_p надкритичної води в каналах. Встановлено, що поле

теплоємності характеризується наявністю в центральній по довжині частині каналу зони з суттєво підвищеними значеннями c_p . Показано, що значний вплив на просторові розподіли c_p спричиняє величина підведеного до стінки теплового потоку q . Так, зі зменшенням q суттєво зростає протяжність зон по довжині каналу, в яких радіальні розподіли c_p носять екстремальних характер.

Наводяться результати аналізу зміни динамічної μ і кінематичної ν в'язкості надкритичної води в каналах. При цьому:

- виявлено, що динамічна в'язкість μ надкритичної води суттєво знижується вниз за течією. Це зниження є тим значнішим, чим більша величина підведеного теплового потоку q . Показано, що помітно більші відмінності μ по радіусу труби на її початковій і центральній ділянці відповідають вищому значенню q ($q = 310$ кВт/м²);
- встановлено, що на початковій ділянці труби, яка є більшою при менших значеннях q , кінематична в'язкість ν надкритичної води є практично незмінною. За межами цієї ділянки вниз за течією спостерігається зростання в'язкості ν . При цьому вказане зростання виявляється значнішим при більших величинах теплового потоку q .

Висвітлюються дані досліджень щодо ефектів впливу архімедових сил на просторові розподіли густини надкритичної води в каналах. За результатами зіставлення отриманих CFD передбачень, що відповідають наявності і відсутності врахування архімедових сил, зокрема, показано, що радіальні профілі густини надкритичної води є більш заповненими за відсутності врахування архімедових сил. Тобто модель з врахуванням сил плавучості відповідає більшим значенням густини в ядрі потоку, і меншим – поблизу стінки труби.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Для висхідних потоків надкритичної води у вертикальних гладких трубах за умов змішаної конвекції встановлено закономірності течії у діапазоні зміни величини підведеного до стінки теплового потоку (від 239 кВт/м² до 310 кВт/м²).
2. За результатами порівняльного аналізу даних розв'язку задачі конвекції з врахуванням і без врахування архімедових сил встановлено, що має місце локальний по довжині труби прояв помітного впливу цих сил на картину течії надкритичної води.
3. Виявлено ефекти впливу підведеного до стінки труби теплового потоку на поведінку коефіцієнта тепловіддачі і температуру стінки труби при змішаній турбулентній конвекції надкритичної води.
4. Встановлено залежність основних характеристик тепловіддачі при змішаній конвекції надкритичної води від дії архімедових сил.
5. Виявлено особливості структури просторових розподілів фізичних властивостей надкритичної води (коефіцієнта теплопровідності, питомої теплоємності та густини) при її висхідній течії в вертикальних каналах та встановлено закономірності впливу на вказані розподіли архімедових сил і густини теплового потоку, що підводиться до стінок каналу.

Практичне значення отриманих результатів. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні активних зон реакторів з надкритичними параметрами теплоносія.

Ключові слова: *тепло- і масообмін, процеси теплообміну, надкритичні параметри, масообмін, конвекція, вимушена конвекція, природна конвекція, змішана конвекція, сили плавучості, тепловіддача, коефіцієнт тепловіддачі, турбулентна течія, течія в каналі, циліндричний канал, фазовий перехід, рідини, вода, температура, теплофізичні властивості, термодинамічні властивості,*

теоретична модель, математичне моделювання, числове моделювання, комп'ютерне моделювання, методи числових досліджень.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. A. Zvorykina, N. Fialko, I. Pioro, S. Stryzheus, D. Khmil. (2018). CFD Analysis of Supercritical-Water Flow and Heat Transfer in Vertical Bare Tube. *26th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE26-81045, (October 24, 2018), V009T16A003*; 14 pages. [DOI:10.1115/ICONE26-81045](https://doi.org/10.1115/ICONE26-81045) [іноземне видання; **Q2, Scopus**] (Особистий внесок здобувача: участь у проведенні огляду та аналізу літературних джерел, постановці завдань дослідження).
2. Н. М. Фиалко, В. Г. Прокопов, Ю. В. Шеренковский, Н. О. Меранова, С. А. Алешко, Т. С. Власенко, И. Г. Шараевский, Л. Б. Зимин, С. Н. Стрижеус, Д. П. Хмиль. (2018). Особенности изменения теплофизических свойств сверхкритической воды при течении в круглых обогреваемых трубах. *Науковий вісник НЛТУ, 2018, 28, №3.* - С.117-121. <https://doi.org/10.15421/40280324> [Вітчизняне фахове видання; **Категорія В**] (Особистий внесок здобувача: участь у постановці завдань дослідження, обробці та аналізі отриманих результатів).
3. Фіалко Н.М., Носовський В.А., Прокопов В.Г., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Альошко С.О., Малецька О.Є., Шараєвський І.Г., Хміль Д.П., Зімін Л.Б., Власенко Т.С. (2021). Структура просторового розподілу теплофізичні властивостей надкритичної води при висхідній течії у вертикальних гладких трубах. *INTELLEKTUELLES KAPITAL - DIE GRUNDLAGE FÜR INNOVATIVE ENTWICKLUNG INTELLECTUAL CAPITAL*

IS THE FOUNDATION OF INNOVATIVE DEVELOPMENT Monographic series «European Science». Book 6. Part 3. ScientificWorld-NetAkhatAV. Karlsruhe 2021. P.49-57. DOI: [10.30890/2709-2313.2021-06-03](https://doi.org/10.30890/2709-2313.2021-06-03) [іноземне видання;

Розділ в монографії] (Особистий внесок здобувача: участь у постановці завдань дослідження, проведенні обчислювальних експериментів).

4. Фіалко Н.М., Носовський А.В., Альошко С.О., Піоро І.Л., Хміль Д.П. (2021). Особливості просторового розподілу питомої теплоємності надкритичної води при її течії у вертикальних гладких трубах. Теплофізика та теплоенергетика. №3. 2021. С.16-23. <https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2021.2> [Вітчизняне фахове видання; **Категорія В**] (Особистий внесок здобувача: участь у проведенні огляду та аналізу літературних джерел, постановці завдань дослідження).
5. Фіалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Меранова Н.О., Алешко С.А., Хміль Д.П., Носовский А.В., Шараевский И.Г., Зимин Л.Б., Власенко Т.С., Пиоро И.Л. (2021). Учет сил плавучести при моделировании течения сверхкритической воды в вертикальных трубах. Международный научный журнал «Интернаука». 2021. № 9(109). С.57-61. <https://doi.org/10.25313/2520-2057-2021-9-7405> [Мультидисциплінарний Міжнародний науковий журнал "Інтернаука"; **Index Copernicus International (ICI)**] (Особистий внесок здобувача: участь у проведенні обчислювальних експериментів, обробці та аналізі отриманих результатів).
6. Фіалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Меранова Н.О., Алешко С.А., Хміль Д.П., Носовский А.В., Шараевский И.Г., Зимин Л.Б., Власенко Т.С., Пиоро И.Л. (2021). Исследование пространственного распределения плотности сверхкритической воды при восходящем течении в вертикальных обогреваемых трубах. Международный научный журнал «Интернаука». 2021. № 10. С. 20-24. <https://doi.org/10.25313/2520-2057-2021-10-7414> [Мультидисциплінарний Міжнародний науковий журнал "Інтернаука";

- Index Copernicus International (ICI)**] (Особистий внесок здобувача: участь у проведенні огляду та аналізу літературних джерел, обробці та аналізі отриманих результатів).
7. Фиалко Н.М., Прокопов В.Г., Меранова Н.О., Алешко С.А., Полозенко Н.П., Кутняк О.Н., Хмиль Д.П., Шараевский И.Г., Зимин Л.Б., Власенко Т.С. (2021). *Поля удельной теплоемкости сверхкритической воды при ее течении в каналах. Международный научный журнал «Интернаука». 2021.№11(111). С.87-92.*<https://doi.org/10.25313/2520-2057-2021-11-7456> [Мультидисциплінарний Міжнародний науковий журнал "Інтернаука"; **Index Copernicus International (ICI)**] (Особистий внесок здобувача: участь у постановці завдань дослідження, проведенні обчислювальних експериментів).
8. Фиалко Н.М., Прокопов В.Г., Меранова Н.О., Алешко С.А., Полозенко Н.П., Кутняк О.Н., Хмиль Д.П., Шараевский И.Г., Зимин Л.Б., Власенко Т.С. Закономерности пространственного распределения теплопроводности сверхкритической воды в обогреваемых гладких трубах. Международный научный журнал «Интернаука» . 2021.№12(112). С. 20-24. <https://doi.org/10.25313/2520-2057-2021-12-7462> [Мультидисциплінарний Міжнародний науковий журнал "Інтернаука"; **Index Copernicus International (ICI)**] (Особистий внесок здобувача: участь у проведенні огляду та аналізу літературних джерел, обробці та аналізі отриманих результатів).
9. Фиалко Н.М., Прокопов В.Г., Шеренковский Ю.В., Алешко С.А., Полозенко Н.П., Малецкая О.Е., Хмиль Д.П., Шараевский И.Г., Зимин Л.Б., Власенко Т.С. (2021). *Влияние величины подводимого к стенке теплового потока на пространственное распределение коэффициента теплопроводности сверхкритической воды в каналах. Международный научный журнал «Интернаука» . 2021.№13. С. 68-74.* <https://doi.org/10.25313/2520-2057-2021->

- [13-7470](#)[Мультидисциплінарний Міжнародний науковий журнал "Інтернаука"; **Index Copernicus International (ICI)**] (Особистий внесок здобувача: участь у постановці завдань дослідження, проведенні обчислювальних експериментів).
10. Fialko N., Meranova N., Sherenkovskiy J., Aleshko S., Khmil D., Sharaevsky I., Zimin L., Vlasenko T., Kutnyak O., Chekharovska M. (2021). Dynamic viscosity of supercritical water flowing in heated channels. *International scientific journal "Internauka"*. — 2022. — №13. С. 42-47. <https://doi.org/10.25313/2520-2057-2022-13-8416> [Мультидисциплінарний Міжнародний науковий журнал "Інтернаука"; **Index Copernicus International (ICI)**] (Особистий внесок здобувача: участь у постановці завдань дослідження, обробці та аналізі отриманих результатів).
11. Фіалко Н. М., Меранова Н. О., Шеренковський Ю. В., Альошко С. О., Хміль Д. П., Шараєвський І. Г., Зімін Л. Б., Власенко Т. С., Дашковська І. Л., Чехаровська М. І. (2022). _Просторовий розподіл кінематичної в'язкості води в трубах при надкритичних тисках. *Міжнародний науковий журнал "Інтернаука"*. — 2022. — №13. С. 58-63. <https://doi.org/10.25313/2520-2057-2022-13-8415> [Мультидисциплінарний Міжнародний науковий журнал "Інтернаука"; **Index Copernicus International (ICI)**] (Особистий внесок здобувача: участь у проведенні огляду та аналізу літературних джерел у постановці завдань дослідження, проведенні обчислювальних експериментів).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

2017 р.

12. Фіалко Н.М., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Алешко С.А., Стрижеус С.Н., Войтенко А.Ю., Хміль Д.П., Брусинская Я.В., Остапчук Т.С. Характеристики теплообмена в вертикальних трубах при сверхкритических давлениях. *Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики.*

Материалы XXVII международной конференции (г. Одесса, 14–16 июня 2017 г.), що викладені в Збірнику праць / Інститут промислової екології. –К.: ИПЦ АЛКОН НАН України, 2017. С.130-133.

13. Фиалко Н.М., Пиоро И.Л., Шеренковский Ю.В., Шараевский И.Г., Меранова Н. О., Алешко С. А., Хмиль Д.П., Войтенко А. Ю., Брусинская Я.В. Компьютерное моделирование течения и теплообмена в вертикальных трубах при сверхкритических параметрах. *Проблеми теплофізики та теплоенергетики: тези X міжнародної конференції: (23 – 26 травня 2017 р.). Київ. Інститут технічної теплофізики НАН України. С.29*

2019 р.

14. Н.М. Фіалко, А.В. Носовський, Т.С. Власенко, В.Г. Прокопов, Н.О. Меранова, С.О. Альошко, Д.П. Хміль, І.Г. Шараєвський, І.Л. Піоро, Л.Б. Зімін
Закономірності просторового розподілу теплофізичних властивостей надкритичної води при течії в нагріваних гладких трубах. ***XI міжнародна конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики», Електронне видання, 2019.*** http://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2019/05/14_tezi.pdf

15. Н.М. Фіалко, А.В. Носовський, І.Л. Піоро, Ю.В. Шеренковський, Н.О. Меранова, С.О. Альошко, Д.П. Хміль, І.Г. Шараєвський, Л.Б. Зімін
Дослідження особливостей теплообміну надкритичної води у вертикальних гладких трубах. *Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики. Материалы XXIX международной конференции (г. Черноморск Одесской области, 10–14 июня 2019 г.), що викладені в Збірнику праць / Інститут промислової екології. –К.: ИПЦ АЛКОН НАН України, 2020. – С.144-147*

2021 р.

16. Фиалко Н.М., Шараевский И.Г., Власенко Т.С., Хмиль Д.П.

Пространственное распределение удельной теплоемкости сверхкритической

- води в обогреваемых гладких трубах. *2-га Міжнародна науково-практична конференція «Modern scientific research: achievements, innovations and development prospects» (1-3 серпня 2021, Берлін, Німеччина). С.157-163*
17. Фіалко Н.М., Шеренковський Ю.В., Шараєвський І.Г., Хміль Д.П. Структура просторового розподілу коефіцієнта теплопровідності надкритичної води в трубах при різних значеннях підведеного теплового потоку. *12-та Міжнародна науково-практична конференція «World science: problems, prospects and innovations» (11-13 серпня 2021, Торонто, Канада). С. 488-493*
18. Fialko N., Sharaevskiy I., Vlasenko T., Khmil D. Spatial distribution of supercritical water density in the channels. *11-та Міжнародна науково-практична конференція «World science: problems, prospects and innovations» (14-16 липня 2021, Торонто, Канада). С.37-42*
19. Fialko N., Sharaevskiy I., Vlasenko T., Khmil D. Analysis of the regularities of the influence of archimedean forces on the characteristics of the supercritical water flow in the channels. *9-та Міжнародна науково-практична конференція «European scientific discussions» (18-20 липня 2021, Рим, Італія). С. 92-96*
20. Фіалко Н.М., Шеренковський Ю.В., Шараєвський І.Г., Хміль Д.П. Закономірності зміни коефіцієнтів теплопровідності надкритичної води при висхідній течії в трубах. *2-га Міжнародна науково-практична конференція «Modern directions of scientific research development» (4-6 серпня 2021, Чикаго, США), С.408-412*
21. N.M. Fialko, A.V. Nosovskiy, V.G. Prokopov, N.O. Meranova, S.O. Aloshko, D.P. Khmil, I.G. Sharaevskiy, I.L. Pioro, L.B. Zimin, T.S. Vlasenko The structure of the distribution of the heat conductivity coefficient of super critical water with an upflow in a vertical tubesю. *Проблеми теплофізики та теплоенергетики: тези XII міжнародної онлайн-конференції: (26-27 жовтня 2021 р.). Київ. Інститут технічної теплофізики НАН України. С.34*

22. N.M. Fialko, A.V. Nosovskiy, V.G. Prokopov, N.O. Meranova, S.O. Aleshko, D.P. Khmil, I.G. Sharaevskiy, I.L. Piore, L.B. Zimin, T.S. Vlasenko Density fields of water in channels at supercritical pressures. *Проблеми теплофізики та теплоенергетики: тези XII міжнародної онлайн-конференції: (26-27 жовтня 2021 р.)*. Київ. Інститут технічної теплофізики НАН України. С.36.

2022 р.

23. Фіалко Н.М., Зімін Л.Б., Хміль Д.П., Чехаровська М.І. Просторове розподіл динамічної в'язкості надкритичної води при течії у вертикальних нагріваних каналах. *3-тя Міжнародна науково-практична конференція «Progressive research in the modern world» (1-3 грудня 2022, Бостон, США)*, С. 212-219.

24. Фіалко Н.М., Шараєвський І.Г., Хміль Д.П., Чехаровська М.І. Дослідження закономірностей зміни кінематичної в'язкості надкритичної води при течії у вертикальних трубах. *3-тя Міжнародна науково-практична конференція «Progressive research in the modern world» (1-3 грудня 2022, Бостон, США)*, С. 220-226.

2023 р.

25. Фіалко Н.М., Носовський А.В., Прокопов В.Г., Меранова Н.О., Альошко С.О., Хміль Д.П., Шараєвський І.Г., Піоро І.Л., Зімін Л.Б., Власенко Т.С. CFD аналіз полів в'язкості надкритичної води у вертикальних нагріваних каналах. *Проблеми теплофізики та теплоенергетики: тези XIII міжнародної онлайн-конференції: (7-8 листопада 2023 р.)*. Київ. Інститут технічної теплофізики НАН України. С.18.

Апробація результатів дисертації:

Основні положення роботи у якості доповідача викладено та обговорено на робочих зустрічах та конференціях різного рівня:

1. Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Меранова Н.О., Алешко С.А., Стрижеус С.Н., Войтенко А.Ю., Хмиль Д.П., Брусинская Я.В., Остапчук Т.С. (2017). «Характеристики теплообмена в вертикальных трубах при сверхкритических давлениях». *XXVII міжнародна конференція "Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики"*, Одеса, 14-16 червня 2017 р.
2. Фиалко Н.М., Пиоро И.Л., Шеренковский Ю.В., Шараевский И.Г., Меранова Н. О., Алешко С. А., Хмиль Д.П., Войтенко А. Ю., Брусинская Я.В. (2017). «Компьютерное моделирование течения и теплообмена в вертикальных трубах при сверхкритических параметрах». *X міжнародна конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики»*, м. Київ, 23 – 26 травня 2017 р.
3. Н.М. Фіалко, А.В.Носовський, Т.С. Власенко, В.Г. Прокопов, Н.О.Меранова, С.О.Альошко, Д.П. Хміль, І.Г.Шараєвський, І.Л. Піоро, Л.Б.Зімін (2019). «Закономірності просторового розподілу теплофізичних властивостей надкритичної води при течії в нагріваних гладких трубах». *XI міжнародна конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики»*, м. Київ, 21 – 23 травня 2019 р.
4. Н.М. Фіалко, А.В. Носовський, І.Л. Піоро, Ю.В. Шеренковський, Н.О. Меранова, С.О. Альошко, Д.П. Хміль, І.Г. Шараєвський, Л.Б. Зімін (2019). «Дослідження особливостей теплообміну надкритичної води у вертикальних гладких трубах». *XXIX міжнародна конференція "Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики"*, м.Чорноморськ 10–14 червня 2019 р.
5. Фиалко Н.М., Шараевский И.Г., Власенко Т.С., Хмиль Д.П. (2021). «Пространственное распределение удельной теплоемкости сверхкритической воды в обогреваемых гладких трубах». *2-га Міжнародна*

- науково-практична конференція «*Modern scientific research: achievements, innovations and development prospects*», 1-3 серпня 2021, Берлін, Німеччина
6. Фіалко Н.М., Шеренковський Ю.В., Шараєвський І.Г., Хміль Д.П. (2021). «Структура просторового розподілу коефіцієнта теплопровідності надкритичної води в трубах при різних значеннях підведеного теплового потоку». *12-та Міжнародна науково-практична конференція «World science: problems, prospects and innovations»*, 11-13 серпня 2021, Торонто, Канада
 7. Fialko N., Sharaevskiy I., Vlasenko T., Khmil D. (2021). «Spatial distribution of supercritical water density in the channels». *11-та Міжнародна науково-практична конференція «World science: problems, prospects and innovations»*, 14-16 липня 2021, Торонто, Канада
 8. Fialko N., Sharaevskiy I., Vlasenko T., Khmil D. (2021). «Analysis of the regularities of the influence of archimedean forces on the characteristics of the supercritical water flow in the channels». *9-та Міжнародна науково-практична конференція «European scientific discussions»*, 18-20 липня 2021, Рим, Італія
 9. Фіалко Н.М., Шеренковський Ю.В., Шараєвський І.Г., Хміль Д.П. (2021). «Закономірності зміни коефіцієнтів теплопровідності надкритичної води при висхідній течії в трубах». *2-га Міжнародна науково-практична конференція «Modern directions of scientific research development»*, 4-6 серпня 2021, Чикаго, США
 10. N.M. Fialko, A.V. Nosovskiy, V.G. Prokopov, N.O. Meranova, S.O. Aloshko, D.P. Khmil, I.G. Sharaevskiy, I.L. Pioro, L.B. Zimin, T.S. Vlasenko (2021). «The structure of the distribution of the heat conductivity coefficient of super critical water with an upflow in a vertical tubes». *XII міжнародна онлайн-конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики»*, 26-27 жовтня 2021 р., Київ

11. N.M. Fialko, A.V. Nosovskiy, V.G. Prokopov, N.O. Meranova, S.O. Aloshko, D.P. Khmil, I.G. Sharaevskiy, I.L. Pioro, L.B. Zimin, T.S. Vlasenko (2021). «Density fields of water in channels at supercritical pressures». *XII міжнародна онлайн- конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики», 26-27 жовтня 2021 р., Київ*
12. Фіалко Н.М., Зімін Л.Б., Хміль Д.П., Чехаровська М.І. (2022). Просторове розподіл динамічної в'язкості надкритичної води при течії у вертикальних нагріваних каналах. *3-тя Міжнародна науково-практична конференція «Progressive research in the modern world», 1-3 грудня 2022, Бостон, США*
13. Фіалко Н.М., Шараєвський І.Г., Хміль Д.П., Чехаровська М.І. (2022). «Дослідження закономірностей зміни кінематичної в'язкості надкритичної води при течії у вертикальних трубах». *3-тя Міжнародна науково-практична конференція «Progressive research in the modern world», 1-3 грудня 2022, Бостон, США*
14. Фіалко Н.М., Носовський А.В., Прокопов В.Г., Меранова Н.О., Альошко С.О., Хміль Д.П., Шараєвський І.Г., Піоро І.Л., Зімін Л.Б., Власенко Т.С. (2023). «CFD аналіз полів в'язкості надкритичної води у вертикальних нагріваних каналах». *XIII міжнародна онлайн- конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики», 7-8 листопада 2023 р., Київ*

ABSTRACT

Khmil D.P. HEAT TRANSFER AND SPATIAL STRUCTURE OF DISTRIBUTION OF THERMAL PHYSICAL PROPERTIES OF SUPERCRITICAL WATER IN TUBES UNDER MIXED CONVECTION CONDITIONS – Qualified scientific work as a manuscript. Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the field of knowledge 14 - Electrical engineering, 144 - Heat Engineering – Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, 2023.

The dissertation is devoted to a study based on CFD modeling of the flow and heat transfer of supercritical water in vertical heated channels in mixed convection modes, as well as an analysis of the distribution of its thermophysical properties in the flow.

The introduction substantiates the relevance of the dissertation topic, formulates the goals and objectives of the research, presents the scientific novelty and practical value of the results obtained, identifies the personal contribution of the applicant, and provides information about the testing, structure and scope of the dissertation.

The first chapter of the dissertation is devoted to the analysis of professional sources concerning the study of heat transfer patterns in channels at supercritical pressures. The features of CFD modeling of the physical situation under study are considered. The results of an analysis of the state of research on the flow and heat transfer of supercritical water under mixed convection are presented. Particular attention is paid to the consideration of works related to the study of distributions of thermophysical properties of supercritical coolants in flows.

Based on the analysis of the problem under consideration, the aim and main tasks to be solved in the dissertation work are formulated.

The second chapter highlights the features of the methods of mathematical and computer modeling in accordance with the objectives of the work. A mathematical model of the process under study is presented, corresponding to the axisymmetric

nonlinear task of flow and heat transfer of supercritical water in bare vertical heated tubes. Data on the verification of the turbulent transport model for the physical situation under study are presented. The results of the analysis of the application of the selected turbulence model for various heat transfer modes during the upward flow of supercritical water in tubes are also presented.

The third chapter is devoted to the study of mixed convection of supercritical water during an upward flow in vertical heated tubes at average values of mass flux of water and various values of heat flows supplied to the wall.

The results of CFD modeling of the patterns of supercritical water flow for the physical situation under study are presented. In particular, it is shown that the mixed convection mode is observed only on a certain central section of the tube along its length.

Moreover, within the localization of the mixed convection zone, its manifestation along the length of the channel increases, reaches a maximum and then decreases. It is noted that the formation of a subregion of mixed convection in the central zone along the length of the tube occurs at the inlet section of the channel under the influence of two competing factors - firstly, an increase in the uneven distribution of the density of supercritical water in the cross section of the tube and, secondly, thermal acceleration of the flow; further along the length of the channel, the action of these factors becomes unidirectional, taking into account the decrease in the indicated unevenness. It is noted that the radial velocity profiles in the localization zone of mixed convection are deformed with the appearance of a soft local maximum near the tube wall (M-shaped profile), which is blurred as it approaches the upper boundary of this zone.

Data from studies of the characteristics of the flow of supercritical water when varying the value of heat flux density q on the tube wall from 239 to 310 kW/m² are presented. It is shown that the extent of the mixed convection zone along the length of the channel in its central section increases significantly with increasing heat flux q . Moreover, the larger the value of q , the closer to the inlet section of the tube this zone

begins and the farther from it ends. A more pronounced local maximum on the M-shaped velocity profiles of supercritical water corresponds to a higher value of the heat flux q supplied to the wall of the channel.

The results of studies to establish the role of the free movement of supercritical water in the formation of the flow structure by comparing numerical solutions that correspond to the presence and absence of Archimedean forces are presented. It is shown that there is a certain correlation between the behavior of radial axial velocity profiles and the change in the local Richardson number along the channel length. An analysis of the influence of Archimedean forces on the intensity of turbulent transport was performed. It has been established that under the influence of these forces it weakens, which is more significant, the higher the density of the heat flux q supplied to the channel wall.

The results of an analysis of the patterns of heat transfer during mixed convection of supercritical water in vertical bare tubes at different values of the heat flux supplied to the wall (239...310 kW/m²) are presented. It is shown that with increasing heat flux density, heat transfer coefficients significantly decrease (up to 1.7 times) and tube wall temperatures increase. The front of the pseudophase transition, moving from the tube wall, reaches its axis for all considered values. In this case, the larger q , the closer to the inlet section of the tube this front intersects the tube axis.

Based on the results of CFD modeling, the dependence of the main characteristics of heat transfer during mixed convection of supercritical water on the action of Archimedean forces has been established. Data from a comparison of CFD predictions obtained with and without these forces indicate that:

- heat transfer coefficients corresponding to the absence of this accounting are higher along the entire length of the tube. In this case, the relative discrepancies between the compared heat transfer coefficients increase with increasing values of the supplied heat flux q ;
- temperatures obtained taking into account Archimedean forces in fixed cross

sections of the tube are higher at the tube wall and lower in the flow core;

- the movement velocity of the pseudophase transition front in the presence and absence of Archimedean forces differs near the tube wall and in the flow core: when buoyancy forces are taken into account, the pseudophase transition front in the flow core moves more slowly, and near the tube wall, on the contrary, faster.

The fourth chapter highlights the results of studies performed to determine the spatial distributions of the thermophysical properties of supercritical water in channels at different values of the heat flux supplied to the wall during mixed convection. Based on the solution of the axisymmetric nonlinear task of heat transfer during the flow of supercritical water in channels, the features of its temperature fields are established, from which these distributions are constructed. An analysis has been made of the patterns of motion of pseudophase transition fronts, which largely determine the nature of the distribution of thermophysical properties of supercritical water in channels.

CFD modeling data are presented regarding the patterns of the structure of the spatial distribution of the thermal conductivity coefficient of supercritical water in channels. It is shown that there is a non-monotonic nature of the fields of the thermal conductivity coefficient downstream - a local increase in the thermal conductivity coefficient is observed, the zone of which is larger and located further from the inlet section, the lower the value of the heat flux supplied to the wall.

The results of studies of the features of the spatial distribution of the specific heat capacity c_p of supercritical water in channels are presented. It has been established that the heat capacity field is characterized by the presence in the central part of the channel length of a zone with significantly increased values of c_p . It is shown that the magnitude of the heat flux q supplied to the wall has a significant influence on the spatial distributions of c_p . Thus, with a decrease in q , the extent of zones along the length of the channel in which the radial distributions of c_p are of an extreme nature increases significantly.

The results of an analysis of changes in dynamic μ and kinematic ν viscosity of

supercritical water in channels are presented. Wherein:

- it was found that the dynamic viscosity μ of supercritical water decreases significantly along the flow. This reduction is the more significant, the greater the value of the supplied heat flux q . It is shown that noticeably large differences μ along the radius of the tube at its initial and central section correspond to a higher value of q ($q = 310 \text{ kW/m}^2$);

- it has been established that in the initial section of the tube, which is larger at lower values of q , the kinematic viscosity ν of supercritical water is practically unchanged. Beyond this downstream region, an increase in viscosity ν is observed. In this case, this increase turns out to be more significant at large values of heat flux q .

Data from studies of the effects of Archimedean forces on the spatial distributions of the density of supercritical water in channels are highlighted. Based on the results of a comparison of the CFD predictions obtained, corresponding to the presence and absence of Archimedean forces, in particular, it is shown that the radial density profiles of supercritical water are more filled in in the absence of Archimedean forces. That is, the model, taking into account buoyancy forces, corresponds to higher density values in the flow core, and lower values near the tube wall.

Scientific novelty of the results obtained:

1. For upward flows of supercritical water in vertical bare tubes with mixed convection, flow patterns have been established in the range of changes in the value of the heat flux supplied to the wall (from 239 kW/m^2 to 310 kW/m^2).

2. Based on the results of a comparative analysis of the data for solving the convection task with and without taking into account Archimedean forces, it was established that there is a manifestation of a noticeable influence of these forces local along the length of the tube on the flow pattern of supercritical water.

3. The effects of the heat flux supplied to the tube wall on the behavior of the heat transfer coefficient and tube wall temperature during mixed turbulent convection of

supercritical water were revealed.

4. The dependence of the main characteristics of heat transfer during mixed convection of supercritical water on the action of Archimedean forces has been established.

5. Features of the structure of spatial distributions of the physical properties of supercritical water (thermal conductivity, specific heat capacity and density) during its upward flow in vertical channels have been identified and the patterns of influence on these distributions of Archimedean forces and the density of heat flux supplied to the channel walls have been established.

Practical significance of the results obtained. The results obtained can be used in the design of reactor cores with supercritical coolant parameters.

Key Words: *heat and mass transfer, heat exchange processes, supercritical parameters, mass transfer, convection, forced convection, natural convection, mixed convection, buoyancy forces, heat transfer, heat transfer coefficient, turbulent flow, channel flow, cylindrical channel, phase transition, liquids, water, temperature, thermophysical properties of gas, mathematical modeling, numerical modeling, computer simulation, thermodynamic properties, theoretical model, numerical research methods.*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ.....	26
ВСТУП.....	28
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	33
1.1 Особливості дослідження течії і теплообміну надкритичної води в каналлах	33
1.2 Структура просторових розподілів фізичних властивостей теплоносіїв при течії в каналах.....	41
1.3 Висновки за розділом.....	45
РОЗДІЛ 2. ОСОБЛИВОСТІ CFD МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ І ТЕПЛООБМІНУ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ.....	47
2.1 Математична модель процесу.....	47
2.2 Особливості CFD моделювання досліджуваної фізичної ситуації... ..	50
2.3 Верифікація моделей турбулентного переносу.....	52
2.4 Висновки за розділом.....	61
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ І ТЕПЛООБМІНУ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ ПРИ ВИСХІДНІЙ ТЕЧІЇ У ВЕРТИКАЛЬНИХ ГЛАДКИХ КАНАЛАХ ЗА УМОВ ЗМІШАНОЇ КОНВЕКЦІЇ.....	64
3.1 Характеристики течії надкритичної води	64
3.1.1 Закономірності течії при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку.....	66
3.1.2 Порівняльний аналіз результатів розв'язку задачі конвекції з врахуванням і без врахування архімедових сил.....	70
3.2 Особливості теплообміну надкритичної води.....	76

3.2.1	Ефекти впливу на характеристики тепловіддачі надкритичної води величини підведеного до стінки каналу теплового потоку	76
3.2.2	Залежність характеристик тепловіддачі надкритичної води від дії архімедових сил	82
3.3	Висновки за розділом.....	88
РОЗДІЛ 4 ПРОСТОРОВІ РОЗПОДІЛИ В КАНАЛАХ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ ПРИ ВІДНОСНО НИЗЬКИХ ЗНАЧЕННЯХ ЇЇ МАСОВОЇ ШВИДКОСТІ.....		
4.1	Просторові розподіли в каналах теплофізичних властивостей надкритичної води при середніх значеннях її масової швидкості.....	91
4.1.1	Особливості температурних полів надкритичної води в каналах і руху фронтів псевдофазовго переходу «псевдорідина-псевдогаз».....	91
4.1.2	Залежність структури просторових розподілів в каналах теплофізичних властивостей надкритичної води від величини підведеного до стінки теплового потоку.....	95
4.2	Особливості зміни теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах за умов відносно високих величин її масової швидкості.....	115
4.3	Вплив дії архімедових сил на густину надкритичної води.....	123
4.4	Висновки за розділом.....	128
ВИСНОВКИ.....		131
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ		138

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Позначення:

D – внутрішній діаметр труби;

G – масова швидкість;

g – прискорення вільного падіння;

L – довжина труби;

P – тиск;

q – густина теплового потоку;

c_p – питома теплоємність;

k – кінетична енергія турбулентності;

Pr_t – турбулентне число Прандтля;

r – радіальна координата;

Ri^x – число Річардсона, $Ri^x = \frac{\left(1 - \frac{\rho^x}{\rho_m}\right) g D}{(V^x)^2}$;

T – температура;

Tu – інтенсивність турбулентності;

V – швидкість;

x – осьова координата;

y_+ – Значення безрозмірної відстані від поверхні стінки до першої комірки сітки;

Грецькі символи:

α – коефіцієнт теплообміну (тепловіддачі);

Δ – різниця;

λ – коефіцієнт теплопровідності;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

ν – кінематична в'язкість;

ρ – густина;

ω – питома швидкість дисипації енергії турбулентності;

Індекси:

вих, out – вихід;

вх, in– вхід;

min – мінімальний;

max – максимальний;

b – масовий;

cr – критичний;

pc – псевдокритичний;

w – стінка;

0 – значення, що відповідає осі труби;

x – середнє значення в перерізі x каналу;

b, f – значення координат поперечного перерізу каналу, що відповідають початку і кінцю наявності M-подібного профіля швидкості;

Скорочення:

SST – Shear Stress Transport (перенос дотичних напружень)

CFD – Computational Fluid Dynamics (обчислювальна гідродинаміка)

КТВ – коефіцієнт тепловіддачі

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. У теплоенергетиці розвинутих країн світу, як відомо, переважають енергоблоки надкритичного тиску. Це зумовлено, насамперед, їх високою тепловою ефективністю. Перевищення термічного коефіцієнта корисної дії цих блоків у порівнянні з відповідними блоками на докритичних параметрах може сягати більш ніж 10 %. Один з перспективних напрямів розвитку атомної енергетики також пов'язаний з переходом на надкритичні параметри.

Здійснення такого переходу потребує глибокого знання особливостей термогідравліки у надкритичних реакторах з водяним охолодженням (SCWR). SCWR використовуватимуть геометрію потоку пучка з відносно невеликими діаметрами гідравлічного еквівалента (5 - 10 мм) порівняно з геометрією труб великого діаметра (25 - 42 мм) у парогенераторах вугільних електростанцій. Тому, загалом, попередні експериментальні дані, отримані для «парових» генераторів надкритичного тиску, не можуть бути використані для SCWR.

Експерименти з надкритичною водою (SCW), що протікає по круговій геометрії потоку і, особливо, геометрії пучка, технічно дуже складні і дорогі. Через це дуже мало експериментальних даних щодо SCW, отриманих у геометрії пучків. Крім того, дані, одержані в одній геометрії пучка, не можуть бути застосовані до іншої через різний рівень турбулізації потоку з різними додатками (додатковими пристроями).

Тому загальний підхід полягає в аналізі даних, отриманих у гладких трубах малого діаметра, в якості попереднього кроку, розуміння особливостей тепловіддачі, падіння тиску в цих умовах і розробки методів прогнозування, в тому числі заснованих на CFD розрахунках. Передбачається, що цей підхід є консервативним у порівнянні з підходом щодо геометрії пучків, оскільки коефіцієнти тепловіддачі там будуть вищими через додаткову турбулізацію потоку з додатками.

Особливий інтерес представляє дослідження закономірностей змішаної конвекції при надкритичних тисках теплоносія [1-14]. У цих умовах архімедові сили, як відомо, значно інтенсивніше впливають на теплообмін, ніж в області докритичних параметрів. При цьому можливе загальне зменшення тепловіддачі по всій довжині каналу, що може становити небезпеку для стану теплообмінних поверхонь.

Заслуговують також на увагу дослідження структури просторового розподілу теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах у фізичних ситуаціях, що розглядаються. Це зумовлено тим, що вказані властивості характеризуються різкою і немонотонною температурною залежністю, яка найбільш суттєво проявляється в області псевдофазового переходу “псевдорідина - псевдогаз”.

В останній період все більш застосовуваним інструментом дослідження течії і теплообміну при надкритичних тисках стає CFD моделювання. Такі дослідження дозволяють отримувати значний обсяг інформації щодо локальних характеристик процесів, які розглядаються.

Отже, актуальними є поглиблені дослідження процесів змішаної конвекції при течії надкритичної води в каналах. Значний науковий інтерес становлять дослідження щодо просторових розподілів в каналах теплофізичних властивостей теплоносія. При цьому перспективним є застосування CFD моделювання для прогнозування характеристик течії і теплообміну за умов, що розглядаються

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота відповідає переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень та науково-технічних розробок за напрямом «Теплофізичні дослідження процесів у теплоенергетичному устаткуванні та розробка методів підвищення його ефективності, надійності та екологічної безпеки». Код виду науково-технічної діяльності за Державним класифікатором України: 1.2.13.14.06 «Технічна теплофізика»

Мета та завдання дослідження. Мета роботи – встановлення закономірностей змішаної конвекції надкритичної води при висхідній течії у вертикальних гладких трубах для різних значень підведеного до стінки теплового потоку та аналіз відповідних просторових розподілів її теплофізичних властивостей.

Для досягнення поставленої мети вирішенню підлягали такі завдання:

1. Дослідити характеристики висхідної течії надкритичної води у вертикальних гладких каналах за умов змішаної конвекції при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку.
2. Виконати аналіз впливу архімедових сил на закономірності течії надкритичної води у досліджуваній фізичній ситуації.
3. Виявити особливості теплообміну при змішаній конвекції надкритичної води у вертикальних гладких трубах при варіюванні величини теплового потоку на їх стінках.
4. Виконати зіставлення CFD передбачень щодо коефіцієнтів теплопровідності і температури внутрішньої поверхні стінки труби, одержаних з врахуванням і без врахування архімедових сил.
5. Встановити закономірності просторових розподілів коефіцієнтів теплопровідності, питомої теплоємності та густини надкритичної води при її висхідній течії у вертикальних гладких трубах.

Методи дослідження. При вирішенні сформульованих вище завдань використовувалися методи математичного і комп'ютерного моделювання. Одержані результати зіставлялися з експериментальними даними.

Ступінь обґрунтованості наукових положень та висновків, які сформульовані в дисертаційній роботі. Достовірність наукових положень та висновків, представлених у дисертації, базується на використанні сучасних

методів фізичного і математичного моделювання та на задовільному узгодженні даних комп'ютерного моделювання і експериментальних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів:

6. Для висхідних потоків надкритичної води у вертикальних гладких трубах за умов змішаної конвекції встановлено закономірності течії у діапазоні зміни величини підведеного до стінки теплового потоку (від 239 кВт/м^2 до 310 кВт/м^2).
7. Виконано порівняльний аналіз результатів розв'язку задачі конвекції з врахуванням і без врахування архімедових сил. Встановлено, що має місце локальний по довжині труби прояв помітного впливу архімедових сил на картину течії надкритичної води.
8. Виявлено ефекти впливу підведеного до стінки труби теплового потоку на поведінку коефіцієнта тепловіддачі і температуру стінки труби при змішаній турбулентній конвекції надкритичної води.
9. Встановлено залежність основних характеристик тепловіддачі при змішаній конвекції надкритичної води від дії архімедових сил.
10. Виявлено особливості структури просторових розподілів фізичних властивостей надкритичної води (коефіцієнта теплопровідності, питомої теплоємності та густини) при її висхідній течії в вертикальних каналах та встановлено закономірності впливу на вказані розподіли архімедових сил і густини теплового потоку, що підводиться до стінок каналу.

Практичне значення отриманих результатів. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні активних зон реакторів з надкритичними параметрами теплоносія.

Особистий внесок здобувача. Здобувачем самостійно виконано аналіз стану досліджень з даної проблеми. Автор брав участь у постановці завдань

дослідження, проведенні обчислювальних експериментів, обробці та аналізі отриманих результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи обговорювались на 26 міжнародній конференції ICONE-26 (Великобританія, м. Лондон, липень 2018), на XI, XII, і XII міжнародних конференціях «Проблеми теплофізики та теплоенергетики» (2019, 2021, 2023), на 9-й Міжнародній науково-практичній конференції «European scientific discussions» (18-20 липня 2021, Рим, Італія), на 11-й Міжнародній науково-практичній конференції «World science: problems, prospects and innovations» (14-16 липня 2021, Торонто, Канада), на 2-й Міжнародній науково-практичній конференції «Modern directions of scientific research development» (4-6 серпня 2021, Чикаго, США), на 2-й Міжнародній науково-практичній конференції «Modern scientific research: achievements, innovations and development prospects» (1-3 серпня 2021, Берлін, Німеччина), на 12-й Міжнародній науково-практичній конференції «World science: problems, prospects and innovations» (11-13 серпня 2021, Торонто, Канада).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи представлені у 19 публікаціях наукових робіт, серед яких: 9 статей у міжнародних журналах, з опублікованих статей 1 стаття представлена у виданні, яке включено до міжнародної наукометричної бази даних Scopus, а також опубліковано 11 тез доповідей у збірниках матеріалів міжнародних конференцій.

Структура дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків та списку використаних джерел. Загальний об'єм роботи складає 149 сторінок, у тому числі всього 92 ілюстрації, 6 таблиць, список літератури, що включає 101 найменування. Об'єм основного тексту дисертації – 149 сторінка.

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Особливості дослідження течії і теплообміну надкритичної води в каналах

До перспективних реакторів четвертого покоління належать реактори з надкритичними параметрами теплоносія. Розвиток даних ядерних технологій потребує вирішення відповідних задач реакторної теплофізики.

Зокрема, мають бути розроблені надійні методи прогнозування тепловіддачі надкритичної води, що включають в себе: 1) емпіричні співвідношення; 2) програмне забезпечення CFD та 3) теплогідрравлічні коди.

Щодо емпіричних співвідношень для розрахунку тепловіддачі надкритичної води, то відповідні експериментальні дослідження вельми обмежені(див. до прикладу [14-26]). При цьому більшість наявних досліджень присвячено тепловіддачі в гладких трубах.

Лише в небагатьох дослідженнях розглядаються закономірності тепловіддачі в пучках.

За відсутності таких експериментальних даних в якості початкової оцінки можуть застосовуватись відповідні емпіричні кореляції для гладких труб. Такий підхід є консервативним, оскільки інтенсивність тепловіддачі для гладких труб є помітно нижчою у порівнянні з тепловіддачею в пучках.

Нижче до прикладу розглядаються окремі результати експериментальних досліджень течії і теплообміну надкритичної води, що можуть бути віднесеними до хрестоматійних, а також відповідні оглядові роботи. Так, в [14] наводиться огляд літератури, присвячений теплообміну надкритичної води при її течії в каналах. Огляд включає понад 450 статей, в більшості з яких експериментальні дані отримано для вертикальних труб, деякі – для горизонтальних і лише кілька –

для інших геометрій потоку, включаючи пучки. Зазначається, що експерименти показали наявність трьох режимів тепловіддачі в рідинах при надкритичних тисках: (1) нормальної тепловіддачі, (2) погіршеної тепловіддачі з нижчими значеннями коефіцієнта тепловіддачі (КТВ) і, відповідно, вищими значеннями температури стінки на деякій частині тестової секції порівняно з нормальною тепловіддачею і (3) покращеної тепловіддачі з вищими значеннями КТВ і, відповідно, нижчими значеннями температури стінки на деякій частині тестової секції порівняно з нормальною тепловіддачею. Погіршена тепловіддача зазвичай зустрічається при високих теплових потоках та низьких масових швидкостях. Також було зафіксовано пік КТВ біля критичних і псевдокритичних точок. За результатами огляду літератури зроблено висновок про те, що у зв'язку з обмеженою кількістю публікацій, присвячених тепловіддачі в пучках, охолоджуваних водою при надкритичних тисках, необхідно розвивати роботи у даному напрямі.

В статті [15] представлено результати досліджень тепловіддачі надкритичної води з висхідною течією у 4-х метровій вертикальній гладкій трубі. Наведено дані, отримані при тисках близько 24 МПа, масових швидкостях 200-1500 кг/(м²с), теплових потоках до 884 кВт/м² та вхідних температурах від 320 до 350 °С для кількох комбінацій температур стінки та рідини, які були нижчими, рівними або вищими за псевдокритичну температуру. За результатами досліджень зазначається, що одержаний набір даних може бути використаний як довідковий для майбутнього по рівняння з даними для пучків та для перевірки параметрів масштабування між водою і моделювальними рідинами. В статті отримані результати порівнюються з розрахованими за допомогою оригінальних кореляцій Діттуса-Боельтера та Бішопа та ін. Порівняння показало, що кореляція Бішопа та ін., яка використовує середнє по перерізу число Прандтля, більш коректно представляє профілі КТВ вздовж нагрітої труби, ніж кореляція Діттуса-Боельтера. Загалом, кореляція Бішопа та ін. показує задовільну узгодженість з

експериментальними КТВ поза псевдокритичної області, проте перевищує приблизно на 25% експериментальні КТВ у псевдокритичній області.

Робота [17] присвячена експериментальним дослідженням характеристик тепловіддачі та течії у вертикальних гладких і рифлених трубах при переході від псевдокритичного до надкритичного тиску. Наводяться отримані розподіли температури стінки та коефіцієнта тепловіддачі. Представлено результати аналізу впливу теплового потоку та типу труби на ефективність тепловіддачі. За результатами досліджень встановлено, що тепловий потік має різний вплив на характеристики тепловіддачі при різних тисках.

В [6] наводиться огляд наявних знань про теплообмін газоподібних теплоносіїв зі змінними фізичними властивостями (газів та їх сумішей, зокрема каталітично реагуючих на стінці, пари високого тиску, а також однофазних теплоносіїв надкритичного тиску) при інтенсивному нагріванні в трубах. Обговорюється проблема погіршення теплообміну при високих теплових навантаженнях (зокрема, в контексті ламінаризації течії). Розглянуто наявні знання про природу цих явищ та методи їх прогнозування. Наведено емпіричні залежності для оцінки температурного режиму стінки за умов нормального та погіршеного теплообміну. Показано наслідки переходу на нові стандарти властивостей теплоносіїв надкритичного тиску з точки зору точності інженерного аналізу тепловіддачі існуючими методами. Запропоновано шляхи відновлення старих емпіричних формул на випадок використання нових еталонів теплофізичних властивостей.

Прикладом експериментальних досліджень теплообміну надкритичної води в пучках можуть слугувати роботи [24, 25]. Автори зазначають, що отримані дані можуть бути використані для довідкової оцінки тепловіддачі майбутніх конструкцій паливних пучків.

Все більш широке застосування при дослідженні течії і теплообміну

надкритичної води в каналах набуває комп'ютерне моделювання. До достоїнств цього підходу належить можливість:

- 1) По-перше, досліджувати локальні характеристики процесів, що розглядаються.
- 2) По-друге, аналізувати їх перебіг у багатовимірних постановках.
- 3) По-третє, проводити широкі дослідження впливу різних параметрів на характеристики течії в теплообміні.
- 4) По-четверте, виконувати поглиблений аналіз фізичних явищ у досліджуваних ситуаціях.

Розглядається широке коло питань, що стосуються різних аспектів дослідження течії і теплообміну в каналах при надкритичних параметрах на основі CFD моделювання. Так, велика кількість робіт присвячена методичним дослідженням, спрямованим на підвищення ефективності математичного моделювання [3, 27-38]. Дослідженню підлягають різні режими теплообміну - покращений, нормальний і погіршений [39-43]. Значна увага приділяється як комп'ютерному моделюванню так і експериментальним дослідженням за умов змішаної конвекції [3, 4, 7, 38, 44 -57] . Розглядаються особливості течії і теплообміну при застосуванні різних теплоносіїв. Так, в [51-55, 57-68] наводяться результати комп'ютерного моделювання при використанні як теплоносія двоокису вуглецю. Аналізуються фізичні ситуації, що відповідають каналам різної конфігурації, каналам з пучками стрижнів тощо [46, 47, 67-78]. Досліджуються просторові розподіли теплофізичних властивостей теплоносіїв в каналах [1, 79]. Розглядаються умови, що відповідають нестационарному обігріву стінок каналу, горизонтальному розташуванню труб, застосуванню міні труб тощо [63, 65, 80-89].

Серед досліджень течії і теплообміну надкритичної води в каналах виділяються роботи, присвячені аналізу ситуацій, що відповідають умовам змішаної конвекції. Актуальність цих досліджень пов'язана з можливістю

виникнення режимів з загальним зменшенням тепловіддачі по довжині каналу, що може становити небезпеку для стану теплообмінних поверхонь.

Щодо методичних досліджень, орієнтованих на підвищення ефективності комп'ютерного моделювання теплообміну при надкритичних параметрах, то вони стосуються розробки спеціальних моделей турбулентності, застосування різних модифікацій турбулентного числа Прандтля тощо. Так, стаття [32] присвячена дослідженню впливу турбулентного числа Прандтля на теплообмін надкритичної води при застосуванні $k-\omega$ SST моделі турбулентного переносу. За результатами досліджень зокрема, показано, що нереалістична трактовка числа Прандтля може приводити до значних відхилень результатів CFD прогнозування від експериментальних даних. В роботі запропонована нова змінна модель числа Прандтля, в якій воно варіюється в залежності від тиску, коефіцієнта турбулентності в'язкості і молекулярного числа Прандтля. Нова модель перевірена шляхом порівняння чисельних результатів з відповідними експериментальними даними. Встановлено, що пропонована модель показує кращі характеристики при моделюванні режимів погіршеної тепловіддачі надкритичної води у вертикальних трубах, ніж наявні моделі числа Прандтля.

В роботі [3] особлива увага приділяється підвищенню точності комп'ютерного моделювання за умов змішаної конвекції. З цією метою в статті запропоновано метод, який враховує анізотропний турбулентний тепловий потік. Модель ефекту плавучості, в якій береться до уваги виробництво турбулентної кінетичної енергії, і модель турбулентного числа Прандтля, яка враховує турбулентну теплову дифузію, обидві засновані на моделі анізотропного турбулентного теплового потоку, були прийняті в оригінальній моделі турбулентного переносу $k-\varepsilon$.

Переважно методичне значення має також робота [56]. В ній запропоновано аналітичний підхід до вивчення впливу на вимушений і змішаний конвективний теплообмін при надкритичному тиску. Для дослідження цих

ефектів було розроблено два безрозмірних параметра. При розробці параметра плавучості (Bu) було використано нове співвідношення між імпульсом і тепловим пограничним шаром. Рівняння Ван-дер-Ваальса було застосовано для розробки параметра прискорення (Ac). Теоретично були встановлені порогові значення вказаних параметрів. Ці значення були підтверджені експериментальними даними з вуглекислим газом при його висхідній і нисхідній течії в трубах. На основі розроблених параметрів і їхніх порогових значень можливе пояснення складних експериментальних явищ за умов змішаної конвекції при надкритичних тисках.

Методичні питання CFD моделювання розглядаються також в роботі [49]. В цій статті теплообмін при надкритичних параметрах теплоносія досліджується за допомогою коду CFD, розробленого Шанхайським університетом Цзяо Тонг. В даному коді запропонована і встановлена удосконалена модель $k-\varepsilon-kt-\varepsilon t$. Ця нова модель добре прогнозує температуру стінку, особливо поблизу погіршення тепловіддачі порівняно з традиційними моделями турбулентності. Показано, що ефект плавучості викликає перерозподіл напруги зсуву та радіальної швидкості потоку, що призводить до погіршення тепловіддачі. Крім того, плавучість може різко впливати на кінетичну енергію, що в свою чергу впливає на здатність тепловіддачі. Виявлено, що погіршення тепловіддачі, викликане прискоренням потоку, може відбуватися як у висхідному, так і у нисхідному потоці.

Звертає на себе увагу той факт, що хоча значна кількість робіт присвячена виключно методиці CFD моделювання, тим не менш практично в кожному числовому дослідженні теплообміні при надкритичних тисках розглядаються методичні питання комп'ютерного моделювання. Типовим прикладом таких досліджень може слугувати робота [11]. В ній протестовано різні моделі турбулентності та параметри розрахункової сітки. Дослідження продемонструвало хорошу узгодженість між прогнозами CFD та експериментальними даними щодо температури внутрішньої стінки труби та

коефіцієнта тепловіддачі з використання двошарової моделі турбулентності з низьким числом Рейнольдса k - ϵ . Про те в умовах значного впливу виштовхувальної сили на характеристики тепловіддачі (умови низьких значень масової швидкості та високих значень підведеного до стінки теплового потоку) необхідна подальша розробка моделі.

Певна увага при дослідженні змішаної конвекції у наявних дослідженнях приділяється розгляду ситуацій, що відповідають різній орієнтації труб відносно вектора сили тяжіння. Так, в [47] наводяться результати чисельних досліджень теплообміну в трубах з різним кутом нахилу. За результатами досліджень встановлено, що в трубах з нахилом має місце той же механізм погіршення теплообміну, що і у вертикальних трубах ($\alpha = 90^\circ$); однак він менше виражений за умов, коли $\alpha < 60^\circ$. При цьому в результаті дії сил плавучості спостерігаються вторинні течії, що призводить до нерівномірності локального коефіцієнту тепловіддачі по периферії труби.

У роботі [54] представлено дані CFD моделювання змішаної конвекції при кутах нахилу труби в діапазоні від -90° (вертикальна нисхідна течія) до 90° (вертикальна висхідна течія). Встановлено, що за умов змішаної конвекції найбільші коефіцієнти тепловіддачі мають місце при горизонтальній течії теплоносія. Потоки при низьких нахилах $\alpha = -30^\circ$ і 30° характеризуються вищими рівнями тепловіддачі, ніж при інших значеннях α . Вплив величини кута нахилу труб на тепловіддачу зменшується зі зниженням сили тяжіння.

Робота [52] присвячена дослідженню впливу кутів нахилу спіралеподібної труби на характеристики теплообміну надкритичної води за умов змішаної конвекції. Дослідження проведено при варіюванні теплового потоку, тиску та масової швидкості. Результати моделювання показали, що нерівномірність коефіцієнтів тепловіддачі по колу стає більш яскраво вираженою зі зменшенням кута нахилу.

В наявних дослідженнях поряд з круглими трубами розглядаються канали

різної конфігурації. Так, до прикладу в [47] чисельно досліджено турбулентний конвективний теплообмін висхідних потоків рідини у вертикальних кільцевих каналах з рівномірно нагріваною внутрішньою стінкою та адіабатичною зовнішньою. Досліджено дві концентричні геометрії з відношенням зовнішнього до внутрішнього діаметра 2,4 і 3,0, а також дві ексцентричні геометрії з ідентичним відношенням зовнішнього до внутрішнього діаметра 2,4 і ексцентриситетами 0,25 і 0,5. За результатами досліджень встановлено, що спостерігається погіршення тепловіддачі, подібне до круглої труби. Діапазон параметра плавучості, в якому має місце дане погіршення, близький до діапазону круглих труб. Крім того, показано, що коли значення ексцентриситету збільшується, явище погіршення стає менш вираженим і відновлення коефіцієнта тепловіддачі відбувається раніше, тобто при менших параметрах плавучості порівняно з концентричним кільцем.

В роботі [46] на основі CFD моделювання аналізується поведінка тепловіддачі надкритичної води в горизонтальній подвійній трубі зі спіральними ребрами. Досліджено різні комбінації ширини, висоти та кроку в спіральній двотрубній чисельній моделі. Крім того, встановлено вплив виштовхувальної сили, температури рідини та масової швидкості на інтенсивність тепловіддачі. Показано, що плавучість порушує поле потоку, викликаючи вторинний потік.

Слід також зазначити, що головним підходом до CFD моделювання теплообміну при надкритичних параметрах залишається RANS підхід, який останнім часом доповнюється новими методичними положеннями.

Отже виконаний аналіз показав, що стала світова тенденція у дослідженні течії і теплообміну надкритичної води в каналах полягає у широкому застосуванні CFD моделювання. При цьому на особливу увагу заслуговують дослідження режимів змішаної конвекції. Актуальними є дослідження, спрямовані на поглиблений аналіз фізичних явищ за умов реалізації даного режиму, та широкий параметричний аналіз процесів, що розглядаються.

1.2 Структура просторових розподілів фізичних властивостей теплоносіїв при течії в каналах

Властивості рідин при надкритичних параметрах мають суттєві особливості (див., наприклад, [91 -]). Чисті речовини при $p > p_k$ (p_k – критичний тиск) в процесах течії і теплообміну виявляють себе як однофазні ньютонівські рідини з локально рівноважними властивостями. Це підтверджують, зокрема, результати вимірів коефіцієнтів опору тертя ξ в адіабатичних умовах, які виконані в гладких трубах різного діаметра і орієнтацій в околі температур максимуму теплоємності і які показали повне співпадіння із залежностями, що отримані на звичайних рідинах і газах. Специфічні особливості гідродинаміки і теплообміну при надкритичних тисках є наслідком різких змін властивостей речовин з температурою. Типові криві залежності властивостей води від температури наведено на рис. 1.1.

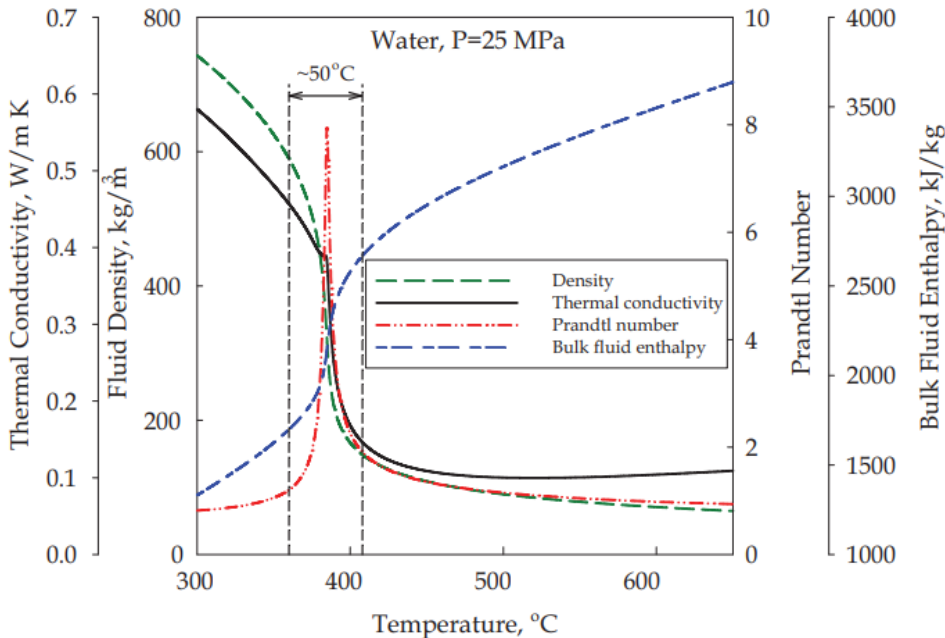


Рис.1.1. Зміна теплофізичних властивостей води в околі псевдокритичної точки. Псевдокритичний діапазон при $P = 25$ МПа є приблизно 25°C біля псевдокритичної точки.

З точки зору характеру поведінки теплофізичних властивостей інтервал температур (ентальпій h), що охоплює поточний стан речовини при надкритичних тисках (НКТ), доцільно розбити на три області:

- область рідкого стану ($h < h_{m0}$);
- область псевдофазового переходу ($h_{m0} < h < h_{m1}$), що охоплює ентальпію максимуму теплоємності h_m ;
- область газоподібного стану ($h > h_{m1}$).

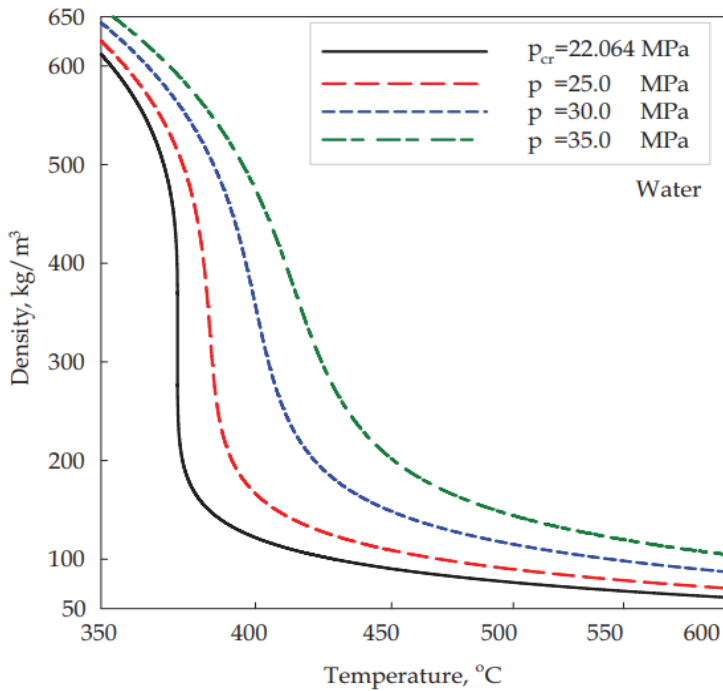
Таке розбиття полегшує систематизацію закономірностей тепловіддачі і опору, а також вибір найбільш вдалого методу розрахунку.

В першій області поведінка властивостей рідини НКТ залишається таким, як у крапельної рідини (рідкої фази) при докритичних тисках. Найбільш суттєво змінюється від температури в'язкість, Тут використовуються такі позначення: ρ – густина; $V=1/\rho$ – коефіцієнт об'ємного розширення; c_p – теплоємність; λ – коефіцієнт теплопровідності; μ – динамічна в'язкість; ν – кінематична в'язкість; $\nu = \mu / \rho$; Pr – число Прандтля.

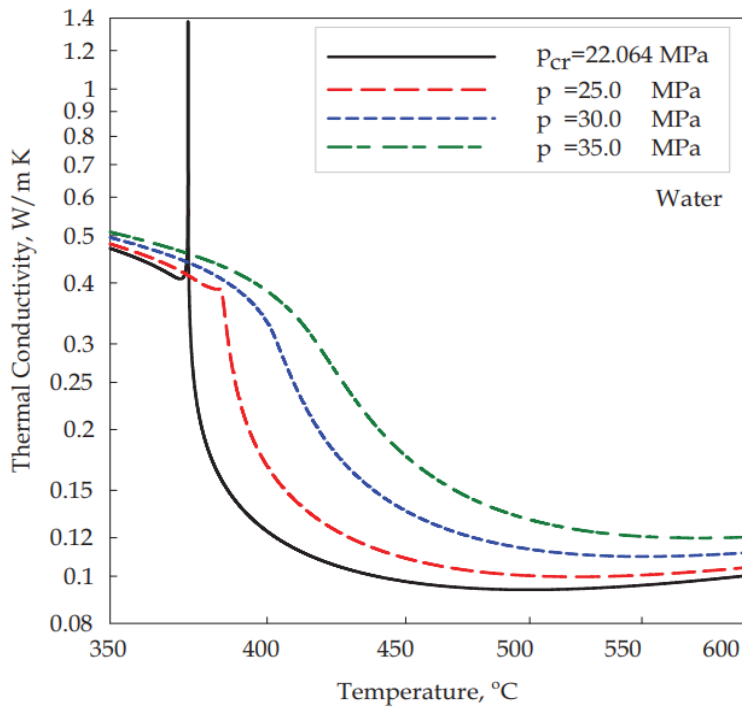
В області газового стану з ростом температури властивості рідини НКТ поступово наближаються до властивостей ідеального газу відповідної атомності. Тут спостерігається тенденція до росту в'язкості і теплопровідності з температурою. При цьому число Прандтля має значення порядку одиниці.

В області псевдокритичного переходу відбувається різке зменшення густини і в'язкості теплоносія, а його теплоємність, коефіцієнти об'ємного розширення і число Прандтля проходять через максимуми.

Температурні залежності надкритичних рідин змінюються з тиском. На рис. 1.2 для прикладу наведено відповідні дані для води при критичному ($P_k=22,064$ МПа) і трьох надкритичних тисках ($P = 25,0; 30,0$ і $35,0$ МПа).



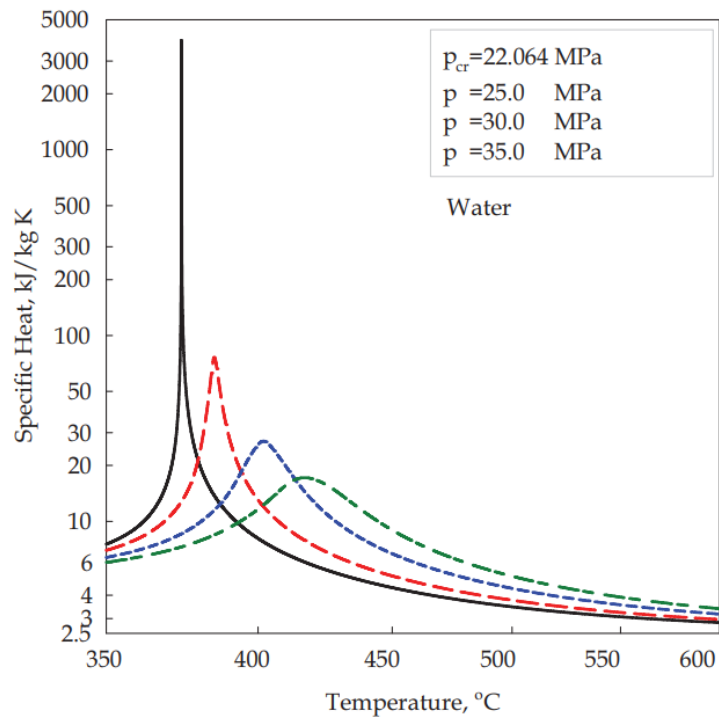
a)



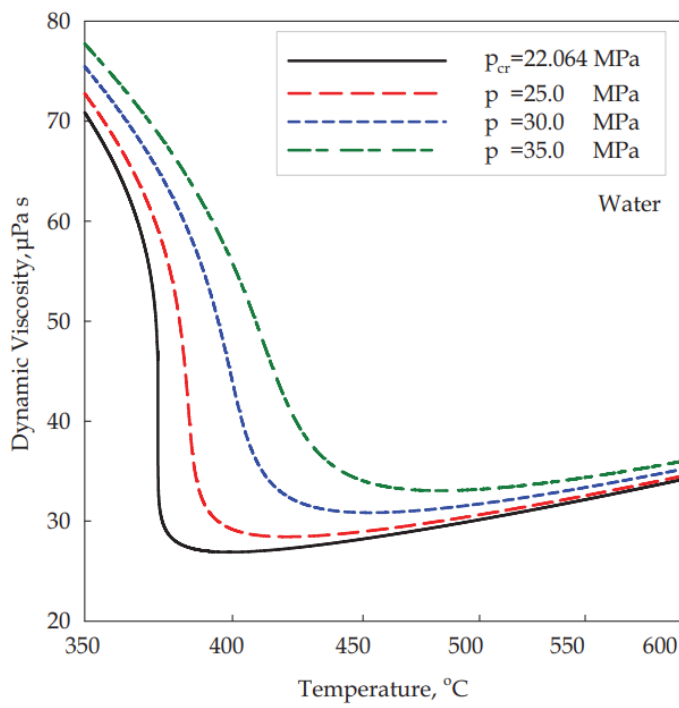
б)

Рис. 1.2. Температурні залежності теплофізичних властивостей води при критичному $P=22,064 \text{ МПа}$; і надкритичних тисках $P= 25,0; 30,0; 35,0 \text{ МПа}$: а) густина; б) теплопровідність; в) питома теплоємність; г) динамічна в'язкість.

Продовження рисунку 1.2



В)



Г)

Наявність різної залежності теплофізичних властивостей від температури спричиняє суттєвий вплив на характер перебігу процесів течії і теплообміну надкритичних рідин в каналах. Це зумовлює актуальність дослідження картини просторового розподілу даних властивостей в потоках. Так, в роботах [11,79] наводяться відповідні дані щодо полів густини і питомої теплоємності надкритичної води. Важливим є подальші дослідження структури просторових розподілів теплофізичних властивостей надкритичних рідин в залежності від різних факторів.

1.3 Висновки за розділом

1. Виконано огляд літературних джерел щодо стану проблеми, яка розглядається.
2. Розглянуто наявні дослідження, присвячені CFD моделюванню теплообміну при надкритичних тисках. Відмічається, що застосування CFD як методу прогнозування досліджуваної фізичної ситуації є сталою світовою тенденцією.
3. Виконано аналіз досліджень, присвячених розробці методичних питань CFD моделювання теплообміну при течії в каналах при надкритичних тисках. Зазначається, що головним підходом до комп'ютерного моделювання ситуації, що розглядається, залишається RANS підхід, який потребує певних методичних змін і доповнень.
4. За результатами огляду робіт з дослідження режимів змішаної конвекції при течії в каналах зроблено висновок про особливу актуальність цих досліджень у напрямі поглибленого аналізу фізичних явищ за умов даного режиму.

5. На основі аналізу літературних джерел, що стосуються картини зміни теплофізичних властивостей надкритичних рідин при їх течії в каналах, встановлено важливість подальших досліджень просторових розподілів даних властивостей в залежності від різних факторів.

РОЗДІЛ 2 ОСОБЛИВОСТІ CFD МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ І ТЕПЛООБМІНУ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ

В даному розділі наводяться матеріали щодо методики проведення досліджень течії та теплообміну надкритичної води при її висхідному русі у нагріваних каналах. Розглядаються особливості математичного моделювання досліджуваної фізичної ситуації та аналізу результатів комп'ютерних прогнозів. Представлено дані щодо вибору моделі турбулентного переносу.

2.1 Математична модель процесу

Як об'єкт теплофізичних досліджень розглянута ситуація відповідає задачі змішаної конвекції (при вимушеному і вільному русі) в умовах суттєвої залежності властивостей рідини від температури. В роботі дана задача вирішувалася в двовимірній осесиметричній постановці.

З метою стабілізації течії перед входом в трубу розрахункова область збільшувалася уверх по потоку за рахунок початкової ділянки довжиною 1,2 м, яка не обігрівалася (рис. 2.1). У вхідному перерізі труби швидкість і температура приймалися постійними, а величина інтенсивності турбулентності Tu - дорівнювала 3%. У вихідному перерізі труби ставилися «м'які» граничні умови. На обтічних водою поверхнях труби задавалися умови прилипання. На ділянці труби, що не обігрівалася, як теплові приймалися умови адіабатичності, на ділянці, що обігрівалася, - умови постійного по довжині труби теплопідводу до її стінки.

З урахуванням викладеного математична модель досліджуваного процесу змішаної конвекції при висхідній течії надкритичної води у вертикальних гладких нагріваних трубах може бути представлена у вигляді:

рівняння суцільності

$$\frac{\partial(ru_z)}{\partial z} + \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} = 0 \quad (2.1)$$

рівняння руху

$$\rho \left(u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{1}{r} \right) \frac{\partial(r\tau_{rz})}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho g_z \quad (2.2)$$

рівняння руху

$$\rho \left(u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial(r\tau_{rr})}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \rho g_r \quad (2.3)$$

напруження що входять до рівнянь 2.2 і 2.3:

$$\tau_{rz} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \quad (2.4)$$

$$\tau_{rr} = (2\mu + \mu_t) \frac{\partial u_r}{\partial r} \quad (2.5)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu_{eff} \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (2.6)$$

рівняння енергії

$$\left(\frac{1}{r} \right) \frac{\partial(ru_r c_p T)}{\partial r} + \frac{\partial(u_z c_p T)}{\partial z} = \frac{\partial(rq_r)}{\partial r} + \frac{\partial r q_z}{\partial z} \quad (2.7)$$

густина теплового потоку,

$$q_r = \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial r}, \quad (2.8)$$

$$q_z = \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.9)$$

Де $\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t$

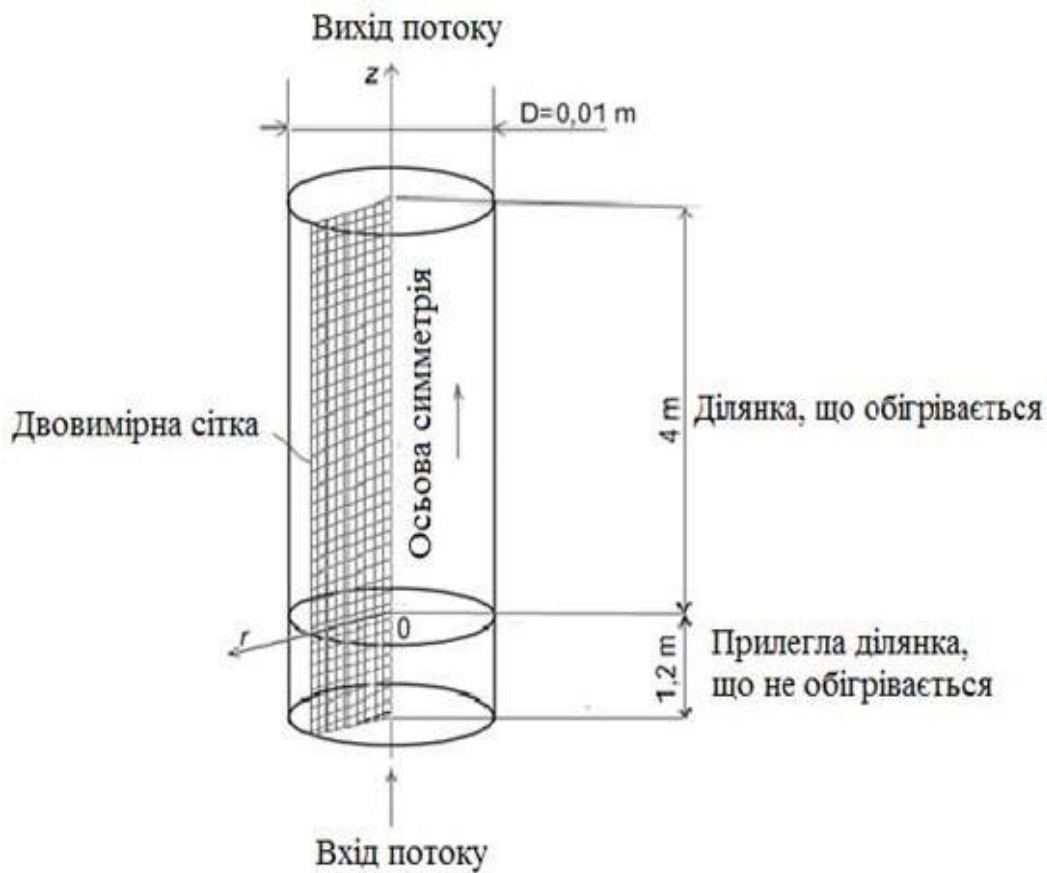


Рис. 2.1. До постановки задачі.

Важливою особливістю даної моделі є наявність в ній нелінійності першого роду – залежності теплофізичних властивостей надкритичної води від температури.

Розв’язки наведеної задачі розглядалися з врахуванням і без врахування архімедових сил з метою встановлення їх впливу на перебіг досліджуваного процесу.

2.2. Особливості CFD моделювання досліджуваної фізичної ситуації

Як метод дослідження застосовувалося комп'ютерне моделювання з використанням FLUENT коду. Фізичні властивості води, що фігурують в математичній моделі досліджуваного процесу визначалися за програмою NIST REFPROP [92].

На рисунках 2.2 і 2.3 наводяться температурні залежності цих властивостей.

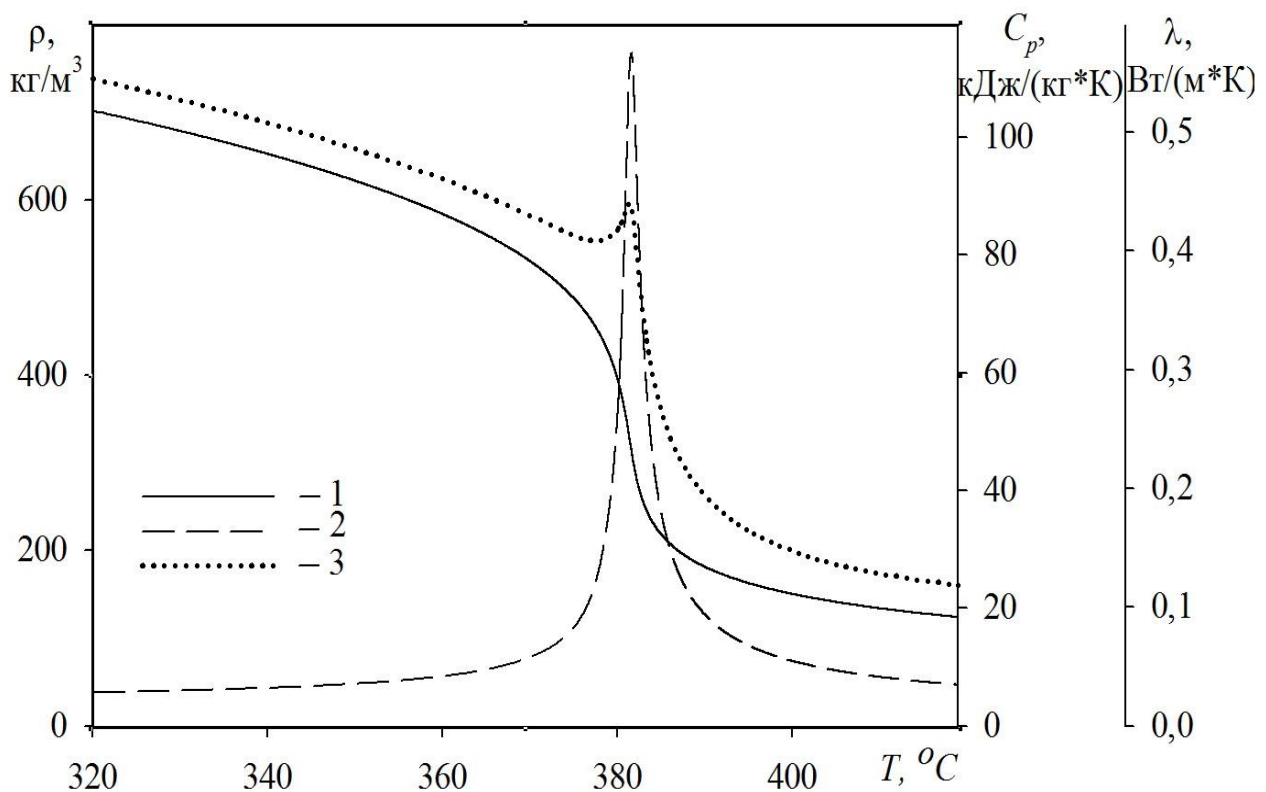


Рис. 2.2. Залежність від температури густини (1), питомої теплоємності (2) та коефіцієнта теплопровідності (3) надкритичної води при тиску 24,0 МПа.

Розрахункова область покривалася нерівномірною сіткою з суттєвим згущенням біля стінок труби і містила 120x520 комірок. Пристінковий крок задавався рівним $1,5 \cdot 10^{-6}$ м, що забезпечувало значення $y^+ < 0,7$. Розв'язання

поставленої задачі здійснювалося з подвійною точністю.

Комп'ютерне моделювання досліджуваної фізичної ситуації здійснювалось при таких неварійованих вихідних даних: радіус труби - 0,0005 м; довжина нагріваної ділянки труби - 4,0 м; довжина передвключеної ділянки труби 1,2 м; тиск на вході в канал $P_{\text{вх}} = 24$ МПа; інтенсивність турбулентності $Tu = 3\%$; температури на вході в канал $T_{\text{вх}} = 323^\circ\text{C}$.

Дослідження проводилися при різних значеннях масової швидкості $G = 500 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$, $1000 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$, густини теплового потоку, підведеного до стінки каналу $q = 239 \text{ кВт}/\text{м}^2$ і $310 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

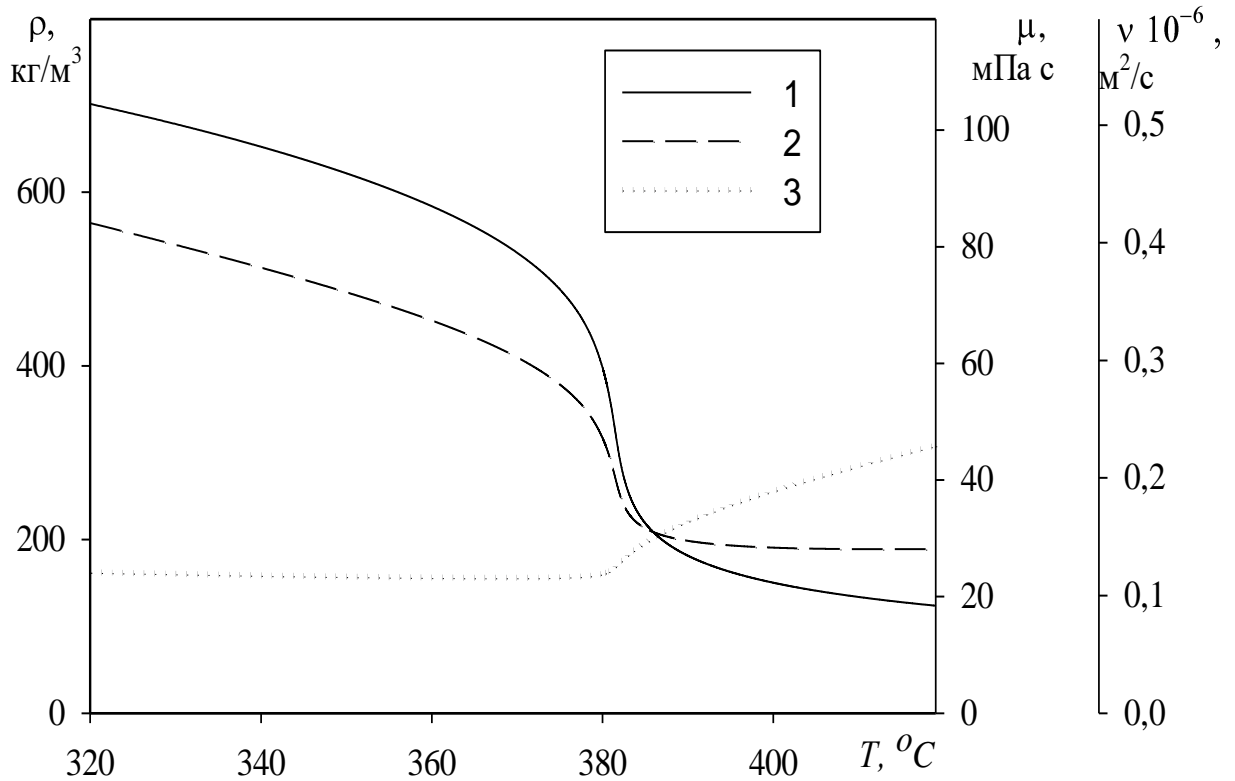


Рис. 2.3. Температурна залежність густини ρ (1) та динамічної μ (2) і кінематичної ν (3) в'язкості надкритичної води при $P_{\text{вх}} = 24,0$ МПа.

При дослідженні закономірностей течії надкритичної води особлива увага приділялася аналізу радіальних профілів швидкості. Це зумовлено тим, що саме формування М-подібних профілів швидкості є одним з головних індикаторів вільного руху надкритичної води.

Щодо дослідження теплообміну за умов, що аналізуються, розгляду насамперед підлягали такі характеристик, як температура стінки каналу, середня температура води в поперечному перерізі каналу, коефіцієнт тепловіддачі тощо.

Аналіз просторових розподілів теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах здійснювався в такій послідовності. Спочатку розгляду підлягали температурні поля надкритичної води в каналах, за якими визначалися вказані просторові розподіли. Причому особлива увага приділялася аналізу закономірностей руху фронтів псевдофазового переходу, положення яких суттєво впливає на структуру просторових розподілів теплофізичних властивостей надкритичної води. Наступний етап полягав у власне побудові цих розподілів.

2.3. Верифікація моделей турбулентного переносу

Нижче наводяться дані щодо верифікації моделі турбулентного переносу для досліджуваних фізичної ситуації. Представлено також результати аналізу стосовно застосування вибраної моделі турбулентності для різних режимів теплообміну в умовах висхідної течії надкритичної води в трубах.

У роботі [93] виконано верифікацію моделі турбулентності шляхом зіставлення відомих експериментальних даних та чисельних рішень, отриманих з використанням різних моделей турбулентності, що фігурують у сучасному каталозі замикаючих моделей. Розглядалися моделі, що належать до трьох наступних груп: високорейнольдсові k - ϵ моделі з пристінковими функціями, низькорейнольдсові k - ϵ моделі та k - ω моделі. З моделей першої групи тестувалися Realizable [94] та Standard k - ϵ моделі [95], з моделей другої групи – k - ϵ AKN [96]

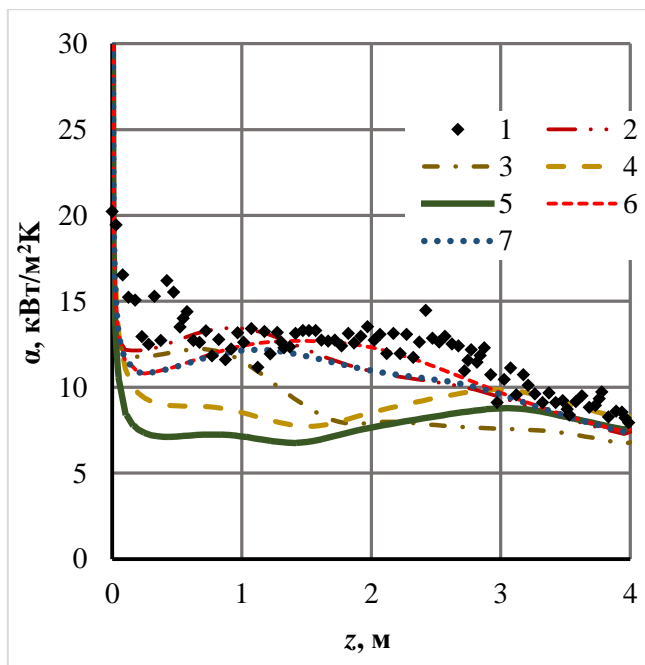
та k - ε LB [97], з моделей третьої групи – k - ω SST та k - ω BSL [98].

На рисунку 2.4 як приклад представлені результати відповідних зіставлень з експериментальними даними, які відповідають таким параметрам: масова швидкість $G = 1002 \text{ кг/м}^2\text{с}$, густина теплового потоку, що підводиться до стінки $q = 681 \text{ кВт/м}^2$, тиск на вході в трубу $P_{\text{вх}} = 23,9 \text{ МПа}$ температура у входному перерізі труби $T_{\text{вх}} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ [99].

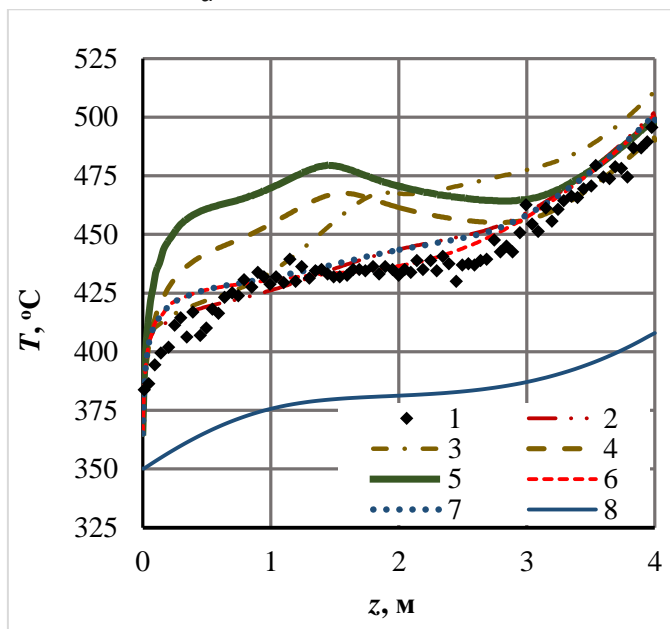
З аналізу даних, наведених на рис. 2.4, слідує, що розглянуті моделі турбулентності щодо зменшення адекватності опису ними експериментальних даних ранжуються таким чином: k - ω SST, k - ε Standard, k - ω BSL, k - ε Realizable, k - ε AKN і k - ε LB. При цьому для трьох останніх моделей турбулентності цього списку розбіжності експериментальних і розрахункових даних є неприпустимо великими. Тобто розглянуті низькорейнольдові моделі та високорейнольдова модель k - ε Realizable не повною мірою відповідають аналізованій фізичній ситуації.

Що стосується перших трьох моделей, то тут відхилення експериментальних та розрахункових даних в цілому порівняно невеликі. Ці відхилення є найбільшими на початковій ділянці труби, що обігривається, і найменшими – поблизу виходу з неї. Перші дві моделі з наведеного списку співвідносяться між собою таким чином. Модель k - ε Standard суттєво поступається адекватністю моделі k - ω на значній протяжності центральної ділянки труби. Дані, отримані на основі цих моделей, практично збігаються поблизу виходу із труби. Модель k - ε має деякі переваги лише на початковій нагріваній ділянці. Отже, фізичній ситуації, що розглядається, найбільшою мірою відповідає k - ω SST модель турбулентності.

Характеризуючи в цілому отримані дані щодо тестування моделей турбулентності, слід зазначити, що для всіх досліджуваних моделей має місце тенденція до певного завищення даних за температурою стінки і відповідно до заниження значень коефіцієнтів тепловіддачі.



а



б

Рис. 2.4. Зіставлення експериментальних (1) і розрахункових (2-7) даних для розподілу коефіцієнта тепловіддачі (а) та температури внутрішньої поверхні стінки та середньомасової температури (8) води (б) вздовж нагріваної ділянки труби при використанні різних моделей турбулентності: 2 - k - ϵ Standard; 3 - k - ϵ Realizable; 4 - k - ϵ AKN; 5 - k - ϵ LB; 6 - k - ω SST; 7 - k - ω BSL [93].

В статті [100] наводяться дані щодо застосування вибраної моделі турбулентного переносу. А саме, представлено результати зіставлення експериментальних і розрахункових даних за коефіцієнтом тепловіддачі і температурою стінки каналу в умовах реалізації різних режимів тепловіддачі – покращеного, нормального і погіршеного.

Основні параметри для варіантів CFD моделювання представлено в табл. 2.1. В усіх розрахункових варіантах внутрішній діаметр D і нагрівана довжина L труби були незмінними: $D = 10$ мм, $L = 4$ м.

Для зіставлення з результатами CFD моделювання використовувалися експериментальні дані, одержані в Державному науковому центрі Російської Федерації - Інституті фізики та енергетики (Обнінськ) [101].

Таблиця 2.1.

Параметри для варіантів CFD моделювання

Варіант	G , кг/(м ² с)	q , кВт/м ²	P , МПа	T_{ex} , °С
1	1002	392	24.0	341
2	992	729	24.0	342
3	1000	826	24.0	343
4	503	189	24.4	321
5	494	287	24.2	325

Рис. 2.5 – 2.7 ілюструють зіставлення CFD передбачень з результатами експериментальних досліджень для варіантів розрахунків 1-3, які відповідають значенням масової швидкості G , що дорівнює приблизно 1000 кг/(м²с). Значення x_{pc} на рисунках відповідає осьовій координаті, при якій середньомасова

температура надкритичної води T_b дорівнює температурі T_{pc} псевдокритичного переходу. Як видно з експериментальних даних, зі збільшенням теплового потоку q тепловіддача змінюється від покращеної при $q = 392 \text{ кВт/м}^2$ до погіршеної при $q = 826 \text{ кВт/м}^2$.

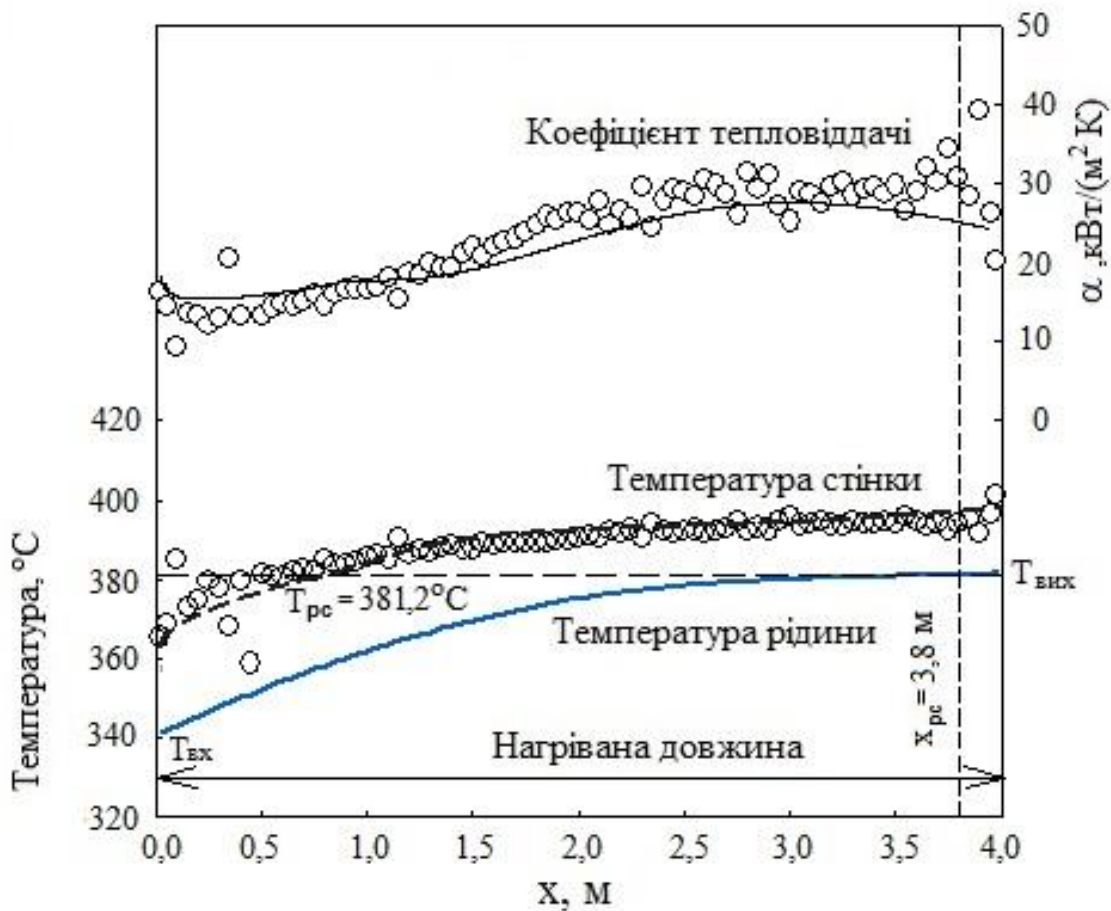


Рис. 2.5. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 1 (див. табл. 2.1).

Покращена тепловіддача характеризується, як відомо, більш високими коефіцієнтами тепловіддачі в порівнянні з нормальною тепловіддачею і, отже, більш низькими значеннями температури стінки, яка монотонно зростає по довжині труби. Такий режим тепловіддачі в трубах спостерігається, зазвичай, в

області, що передує перерізу, в якому температура $T_b = T_{pc}$. У розглянутих умовах значення коефіцієнта тепловіддачі α в області покращеного теплообміну складають 25 ... 35 кВт/(м²К), а температура стінки не перевищує 400 °С. Згідно з отриманими даними при покращеній тепловіддачі спостерігається хороше узгодження експериментальних даних і CFD передбачень вздовж нагріваної довжини труби (рис. 2.5).

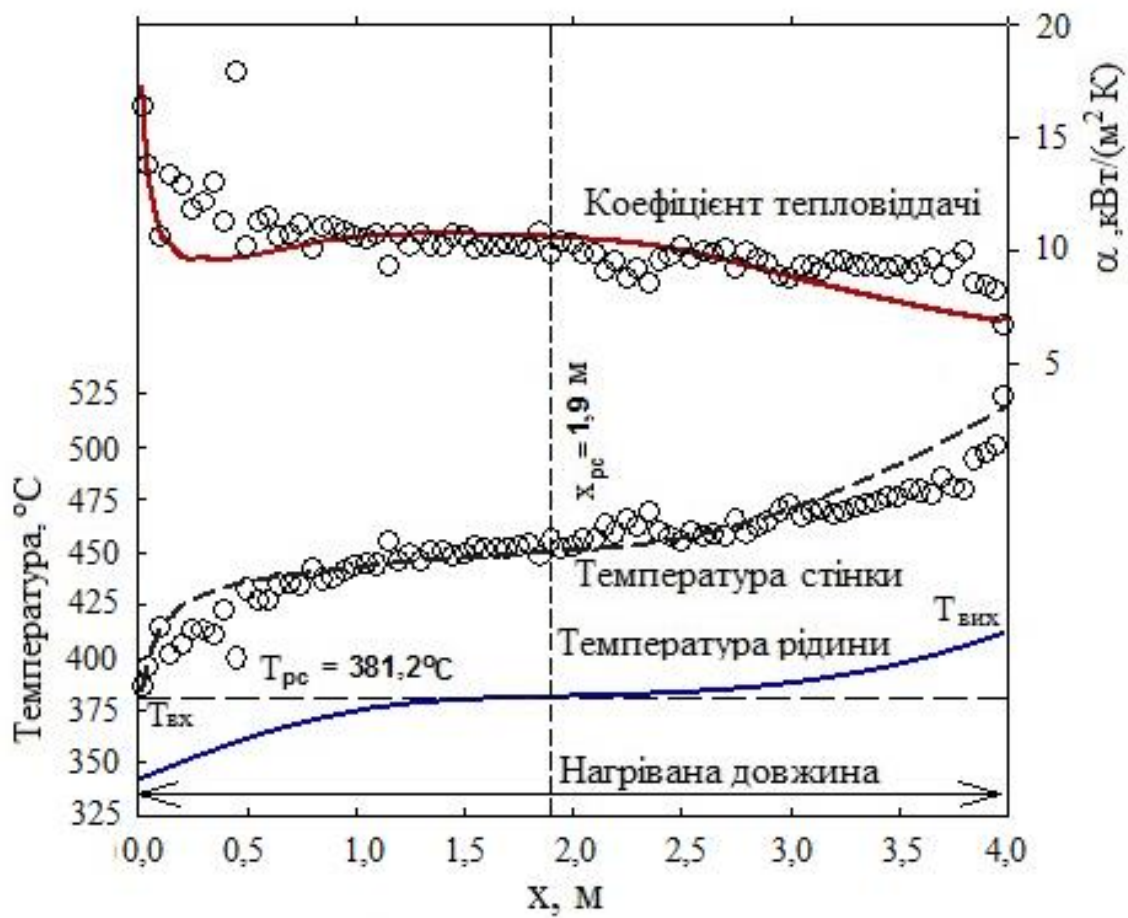


Рис. 2.6. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 2 (див. табл. 2.1).

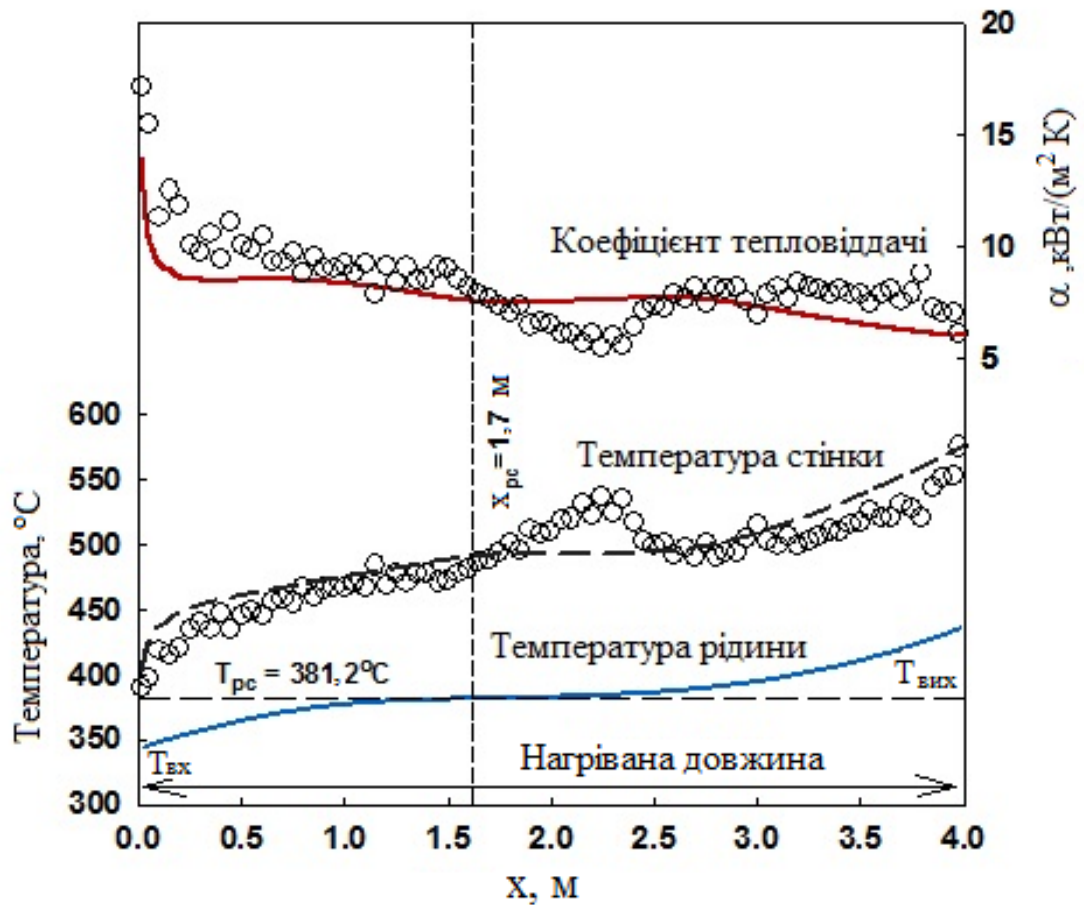


Рис. 2.7. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 3 (див. табл. 2.1).

Як впливає з результатів експериментальних досліджень, при збільшенні теплового потоку до $q = 729 \text{ кВт/м}^2$ за перерізом, в якому середньомасова температура надкритичної води T_b досягає температури T_{pc} псевдокритичного переходу, спостерігаються дві зони з дещо зниженими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі і, відповідно, з підвищеними температурами стінки (рис. 2.6) . Це свідчить про початок процесу погіршеного теплообміну за даної величини q . Подальше підвищення теплового потоку до $q = 826 \text{ кВт/м}^2$ призводить до появи яскраво вираженого локального мінімуму коефіцієнта тепловіддачі на кривій

$\alpha = f(x)$, і відповідного максимуму температури стінки (рис. 2.7). Зазначені екстремуми розташовуються за перерізом $x = x_{pc}$ як і в ситуації $q = 729 \text{ кВт/м}^2$.

Щодо зіставлення експериментальних і розрахункових даних для варіантів 2, 3, то тут кількісні розбіжності між CFD прогнозами і експериментальними даними стають дещо більш суттєвими (рис. 2.6, 2.7). Це перш за все стосується локальних екстремумів коефіцієнтів тепловіддачі і температури стінки. Дана обставина очевидно зумовлена тим, що математичні моделі, які використовуються при розрахунках, не містять опису особливостей механізму погіршеного теплообміну. Щодо вказаних механізмів, то в даний час відсутні загально визнані фізичні уявлення про їх природу, а відтак не сформульовані і відповідні математичні моделі.

Рисунки 2.8 і 2.9 ілюструють зіставлення експериментальних і розрахункових даних для варіантів 4 і 5, які відповідають масовій швидкості, що дорівнює приблизно $500 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$. За цих умов спостерігається цілком задовільне узгодження CFD прогнозів щодо температури внутрішньої поверхні труби і коефіцієнта тепловіддачі з результатами експериментів. При цьому в разі варіанту 4 дане узгодження є кращим.

Особливості теплообміну при надкритичних тисках пов'язані, як вже зазначалося, з суттєвою залежністю фізичних властивостей теплоносія від температури. На рис. 6 наведено температурну залежність густини, коефіцієнта теплопровідності, динамічної в'язкості та питомої теплоємності води при тиску $P = 24 \text{ МПа}$. Як видно, при температурі псевдофазового переходу T_{pc} має місце різка зміна вказаних властивостей.

Отже проведені зіставлення CFD передбачень і експериментальних даних щодо температури внутрішньої поверхні стінки труби і коефіцієнта тепловіддачі показали, що при $G \approx 1000 \text{ кг/м}^2\text{с}$ у випадку відносно низького теплового потоку ($q = 392 \text{ кВт/м}^2$), в умовах реалізації режиму покращеного теплообміну спостерігається хороше узгодження порівнюваних даних по всій довжині труби.

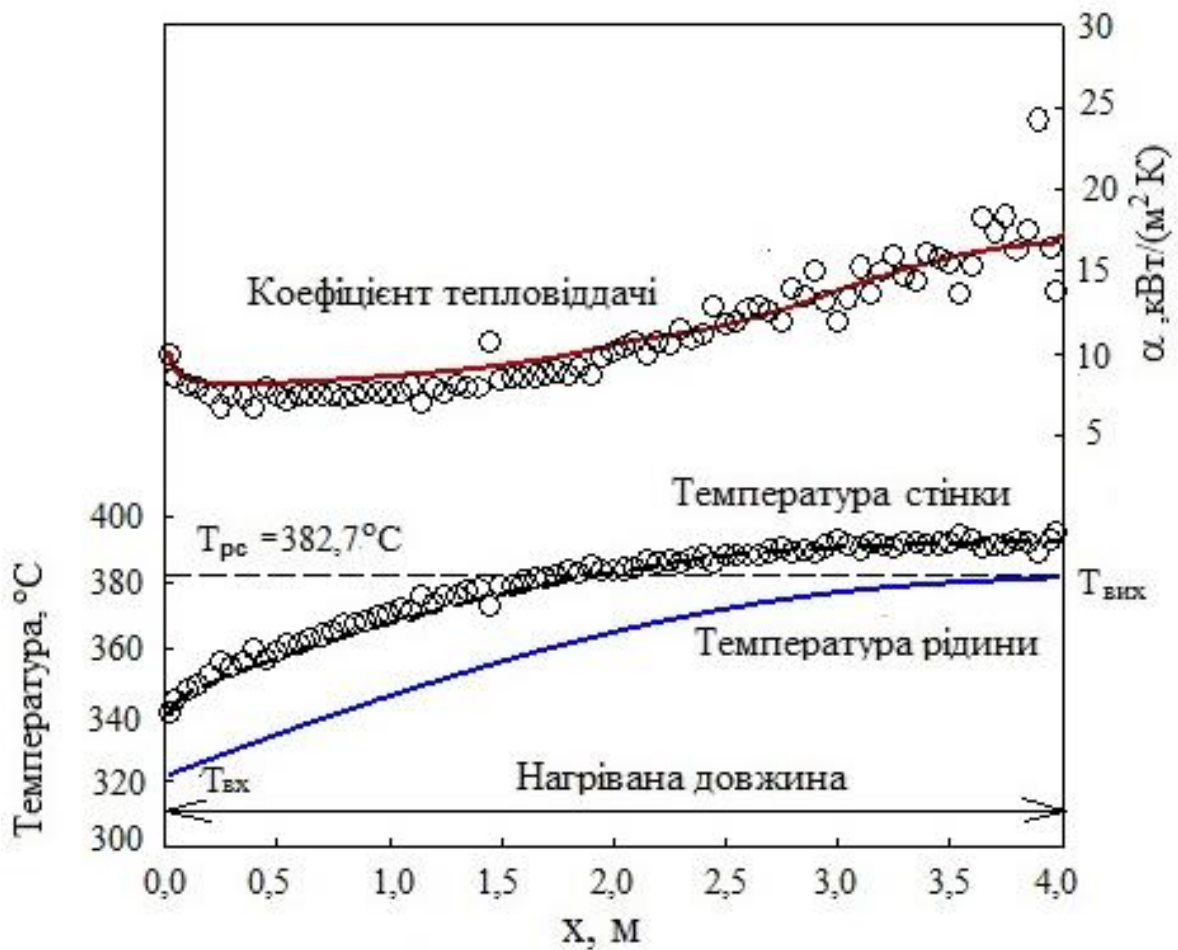


Рис. 2.8. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 4 (див. табл. 2.1).

При підвищенні теплового потоку до $729 \text{ kW}/\text{m}^2$ і далі до $826 \text{ kW}/\text{m}^2$ і появи режиму погіршеного теплообміну в центральній по довжині частині труби кількісні розбіжності між CFD передбаченнями і експериментальними даними стають дещо більш значними і стосуються, насамперед, локальних екстремумів коефіцієнтів тепловіддачі і температури стінки, які не відображаються в результатах розрахунків. Зроблено висновок про необхідність подальшого розвитку комп'ютерних моделей щодо опису умов погіршеного теплообміну.

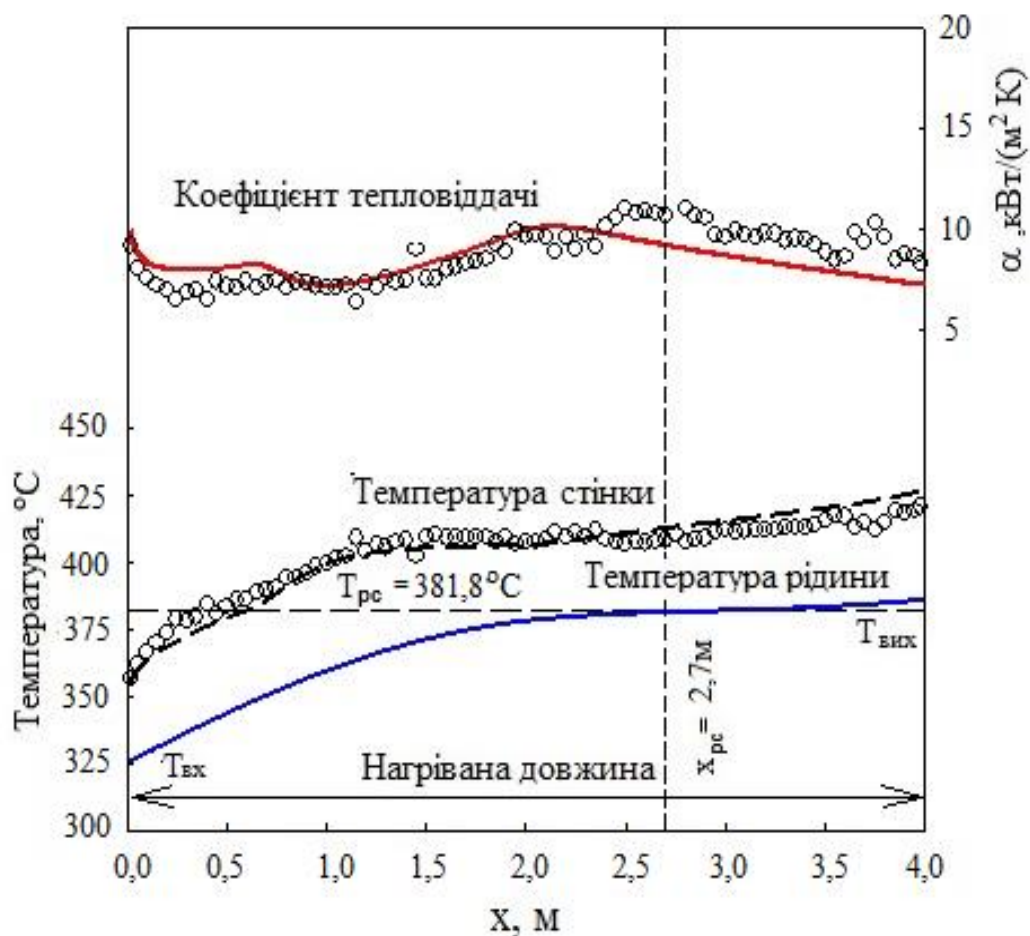


Рис. 2.9. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 5 (див. табл. 2.1).

2.4. Висновки за розділом

- Наведено математичну модель досліджуваного процесу змішаної конвекції при течії надкритичної соди у вертикальних гладких нагріваних трубах.

- Розглянуто особливості комп'ютерного моделювання досліджуваною фізичної ситуації щодо застосування підходу до дискретизації розрахункової області, діапазонів параметричних досліджень тощо.
- Наведено дані досліджень з вибору моделі турбулентного переносу на основі зіставлення результатів експериментальних досліджень і комп'ютерного моделювання із використанням низки моделей із їх сучасного каталогу.
- Представлено результати аналізу можливостей застосування вибраної моделі турбулентного переносу для досліджування різних режимів тепловіддачі – покращеного, нормального і погіршеного.

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕЧІЇ І ТЕПЛООБМІНУ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ ПРИ ВИСХІДНІЙ ТЕЧІЇ У ВЕРТИКАЛЬНИХ ГЛАДКИХ КАНАЛАХ ЗА УМОВ ЗМІШАНОЇ КОНВЕКЦІЇ

Дослідження закономірностей змішаної конвекції при надкритичних тисках теплоносія становить, як вже зазначалося, значний інтерес. Це зумовлено тим, що за даних умов архімедові сили (сили плавучості, сили тяжіння) значно інтенсивніше впливають на характеристики течії та теплообміну, ніж в області докритичних параметрів. Особливості теплообміну при надкритичних тисках теплоносія значною мірою пов'язані з різкою зміною його густини поблизу точки псевдокритичного переходу, а відтак з появою яскраво вираженого максимуму коефіцієнта об'ємного розширення.

При надкритичних параметрах теплоносія, як відомо, можливе виникнення режимів з місцевим і загальним зменшенням тепловіддачі по всій довжині каналу, що може становити небезпеку для стану теплообмінних поверхонь. Наявність вказаних режимів вважається пов'язаною з затуханням турбулентного переносу по довжині каналу під дією архімедових сил і термічного прискорення потоку. З огляду на це важливими є дослідження закономірностей течії і теплообміну надкритичної води в режимах змішаної конвекції. При цьому на особливу увагу заслуговує аналіз впливу архімедових сил на перебіг вказаних процесів.

В даному розділі наводяться результати CFD моделювання течії і теплообміну надкритичної води при висхідній течії у вертикальних нагріваних трубах за умов змішаної конвекції. Представлено дані, що ілюструють роль вільного руху теплоносія у формуванні структури потоку та картини теплообміну. Досліджено ефекти впливу величини теплового потоку, що підводиться до стінки каналу.

3.1. Характеристики течії надкритичної води

У даному підрозділі наводяться результати розв'язку осесиметричної задачі змішаної конвекції, що відповідає наявності вимушеного і вільного руху надкритичної води.

Щодо фізичної постановки задачі, то гідродинамічна стабілізація течії на вході в канал забезпечувалася за рахунок встановлення перед ним ненагріваної ділянки довжиною 1,2 м (рис. 3.1). На вході в трубу задавалася постійна величина масової швидкості G , тиску $P_{\text{вх}}$, і температури $T_{\text{вх}}$. На виході з труби приймалися м'які граничні умови. По довжині нагріваної ділянки труби задавалися постійні значення густини теплового потоку, що підводиться до стінки.

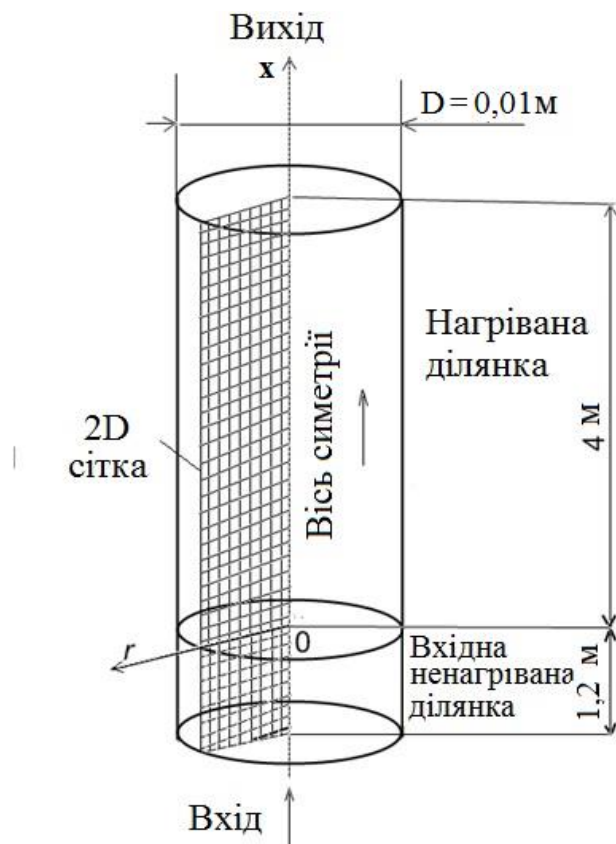


Рис. 3.1. До постановки задачі.

Математичне моделювання проводилося при таких неварійованих вихідних даних: внутрішній діаметр труби $D = 0,01$ м; довжина нагріваної ділянки труби $L = 4,0$ м; інтенсивність турбулентності на вході в трубу $Tu_{\text{вх}} = 3$ %.

Нижче наводяться результати розрахунків для чотирьох варіантів CFD моделювання (див. табл. 3.1).

Таблиця 3.1.

Параметри, що використовуються при CFD моделюванні

Варіант	G , кг/м ² ·с	q , кВт/м ²	P , МПа	$T_{\text{вх}}$, °С
1	496	239	24	323
2	496	263	24	323
3	494	287	24,2	325
4	496	310	24	323

Розв'язок поставленої задачі одержано на основі комерційного програмного продукту FLUENT. Розрахункова область покривалася нерівномірною сіткою з суттєвим згущенням біля стінок труби і містила 120x520 комірок. Пристінковий крок задавався рівним $1,5 \cdot 10^{-6}$ м, що забезпечувало значення $y^+ < 0,7$. Для визначення фізичних властивостей надкритичної води використовувалася програма NIST REFPROP, інтегрована в FLUENT код [92]. Розв'язання поставленої задачі здійснювалося з подвійною точністю.

При розв'язанні використовувалась $k-\omega$ SST модель турбулентності. Результати верифікації моделей турбулентності наведено в підрозділі 2.3.

3.1.1. Закономірності течії при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку

Характерні результати CFD моделювання наведено на рис. 3.2 і таблиці 3.2.

На рисунку 3.2 наведено профілі аксіальної швидкості в радіальному напрямку на різній відстані від входу до нагріваної ділянки труби при різних величинах теплового потоку q . Як видно, має місце суттєве прискорення потоку по довжині труби для всіх значень q . При цьому, чим більше величина теплового потоку q , тим значніше дане прискорення.

Щодо форми профілів швидкості, то на початковій і вихідній ділянках труби (різних по протяжності для різних значень густини підведеного теплового потоку q) вони є усіченими параболою, тобто є монотонними. У центральній частині труби профілі швидкості деформуються, на них з'являється м'який локальний максимум поблизу стінки труби, який розмивається в міру просування рідини до вихідного перерізу каналу. Отже, М-подібний профіль швидкості спостерігається лише на деякій центральній ділянці труби за її довжиною.

У таблиці 3.2 представлено значення координат поперечних перерізів каналу, що відповідають початку x_b і кінцю x_f зон наявності М-подібного профілю швидкості для розглянутих варіантів розрахунків. Зазначені координати визначалися з умови перевищення швидкості V_x у тій чи іншій точці даного поперечного перерізу каналу над швидкістю на осі труби V_{x0} на величину, що дорівнює 1% від значення останньої.

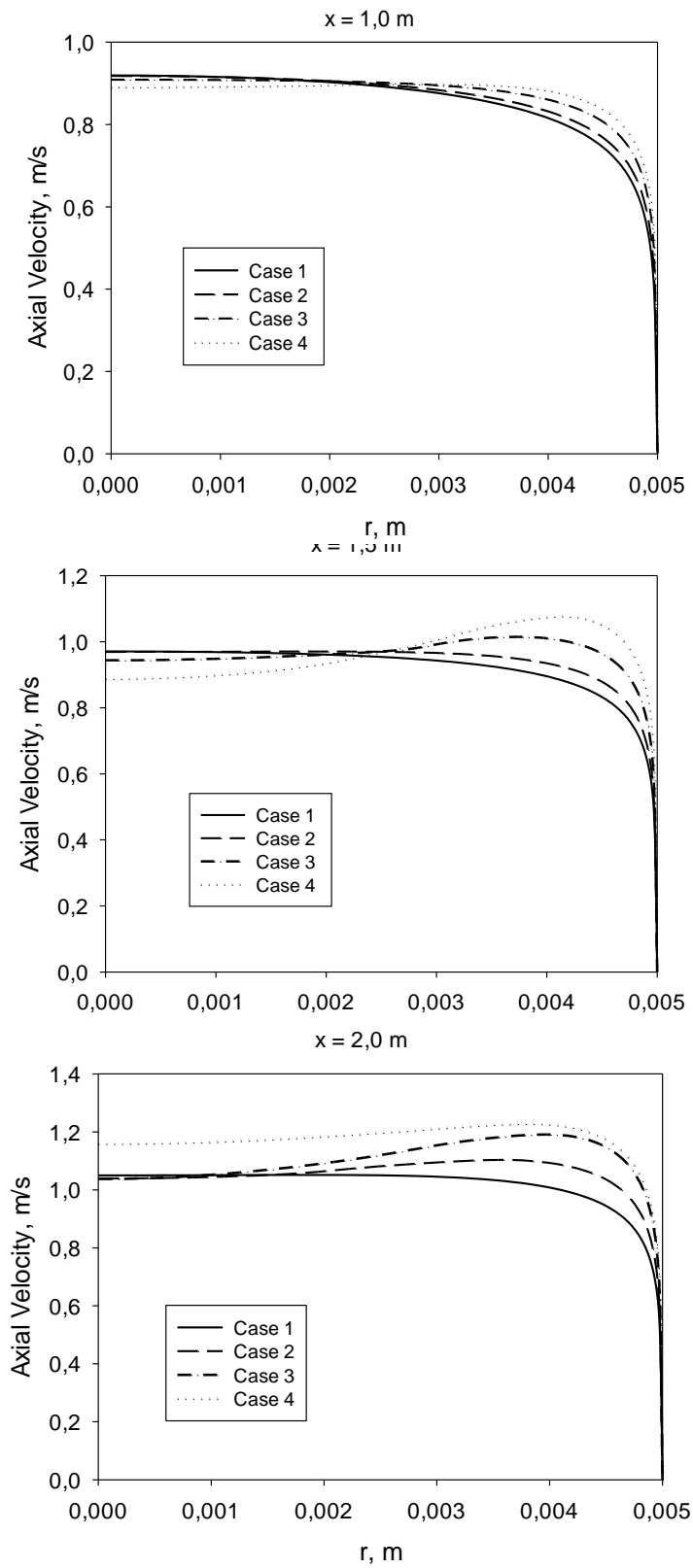
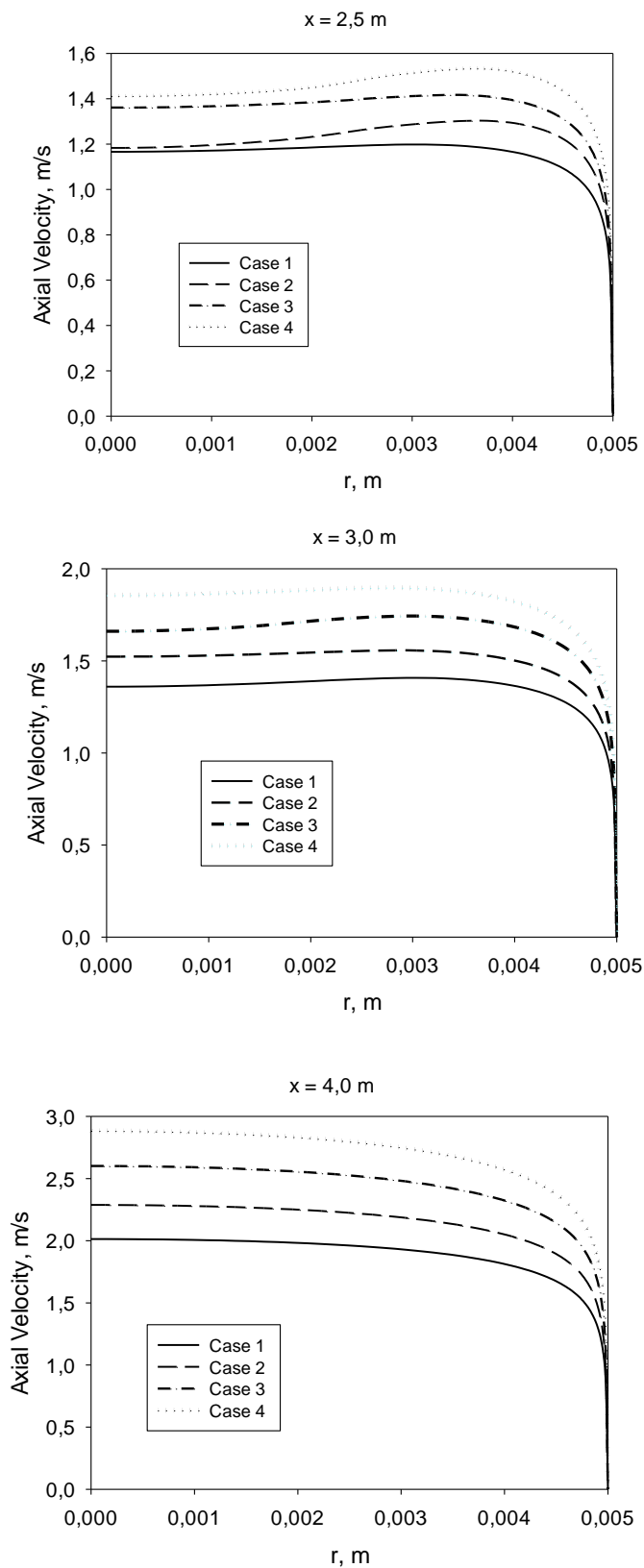


Рис.3.2. Профілі осьової швидкості по радіусу труби на різних відстанях від

вхідного перерізу для варіантів розрахунку 1-4 (див. табл. 3.1).

Продовження рис. 3.2



Таблиця 3.2.

Координати поперечних перерізів каналу та значення середніх по перерізу швидкостей, що відповідають початку та кінцю наявності М-подібного профілю

Варіант	x_b , м	$v_{x_0}^b$, м/с	x_f , м	$v_{x_0}^f$, м/с	Δx , м
1	2,24	1,11	3,47	1,67	1,23
2	1,65	1,00	3,38	1,81	1,73
3	1,23	0,94	3,26	1,94	2,03
4	1,01	0,90	3,15	2,03	2,14

Як видно з таблиці 3.2, чим вище значення q , тим раніше по довжині труби з'являється і зникає М-подібний профіль швидкості. При цьому величина теплового потоку, що підводиться, більш суттєво впливає на координату появи даного профілю x_b в порівнянні з координатою x_f його зникнення. Так, значення x_b для $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ та 310 кВт/м^2 відрізняються більш ніж у 2 рази, а координати x_f лише на 10%. Згідно даних, наведених в табл. 3.2, протяжність зони Δx по довжині каналу, в якій має місце М-подібний профіль швидкості, значно зростає з підвищенням q . Так, для зазначених величин q протяжність Δx становить 1,23 і 2,14 м відповідно.

Щодо локального максимуму на М-подібному профілі швидкості, то, як впливає з отриманих даних, він тим більш яскраво виражений, чим вище величина q . При цьому для всіх значень q розташування цього максимуму на профілі швидкості змінюється по довжині труби. Зокрема, цей максимум з'являється на деякому віддаленні від стінки труби, далі вниз за потоком зміщується у напрямку до стінки і знову віддаляється від неї, розмиваючись.

3.1.2. Порівняльний аналіз результатів розв'язку задачі конвекції з врахуванням і без врахування архімедових сил

У даному підрозділі розглядаються результати комп'ютерного моделювання щодо дослідження впливу сил плавучості на характеристики течії надкритичної води.

На рисунку 3.3 представлено результати розв'язання задачі з урахуванням і без урахування архімедових сил. За відсутності вказаного урахування профілі швидкості, як відомо, монотонні. При наявності ж сил плавучості профілі швидкості залишаються монотонними на початковій нагріваній ділянці труби. Причому безпосередньо поблизу до входу в трубу профілі, що відповідають наявності та відсутності вказаного урахування, практично збігаються. Тобто тут вплив сил плавучості на формування профілів швидкості нехтувано малий. Далі вниз за потоком слідує ділянка труби, де профілі швидкості, при отриманні яких бралися до уваги сили плавучості, залишаючись монотонними, дещо деформуються порівняно з профілями швидкості, що відповідають відсутності урахування даних сил. Зокрема, у зіставленні з останніми профілі стають більш заповненими, тобто поблизу стінки швидкість трохи підвищується, а у ядрі течії – падає.

По мірі подальшого просування рідини ці профілі набувають М-подібної форми, і кількісні розбіжності значень швидкості для порівнюваних ситуацій з урахуванням і без урахування архімедових сил загалом зростають. Далі локальні екстремуми швидкості розмиваються, профілі стають монотонними та практично збігаються з профілями швидкості, які відповідають відсутності врахування сил гравітації. Отже, згідно з отриманими даними в умовах, що розглядаються, має місце локальний по довжині труби прояв помітного впливу сил тяжіння на картину течії надкритичної води.

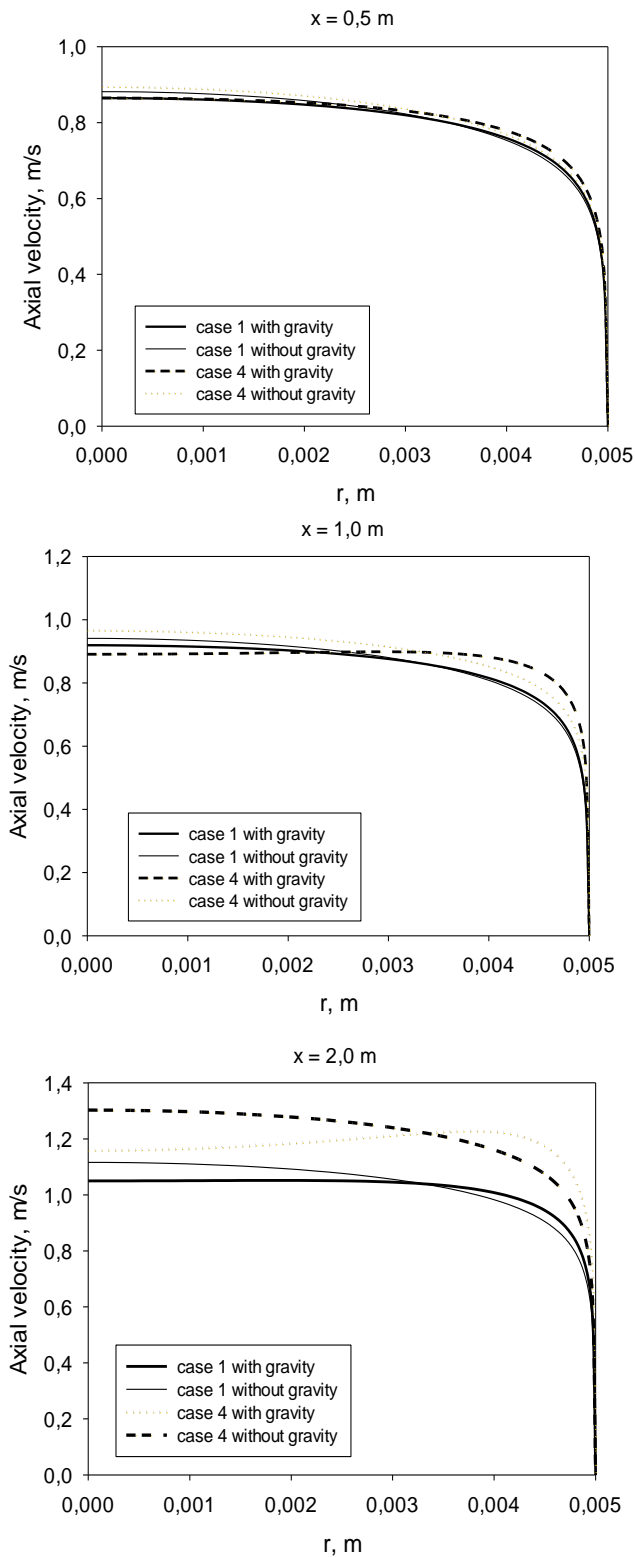
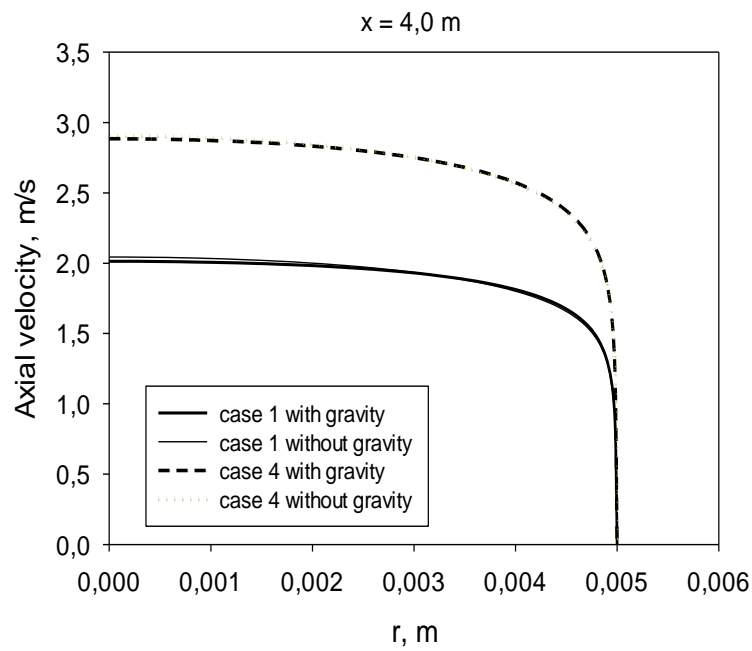
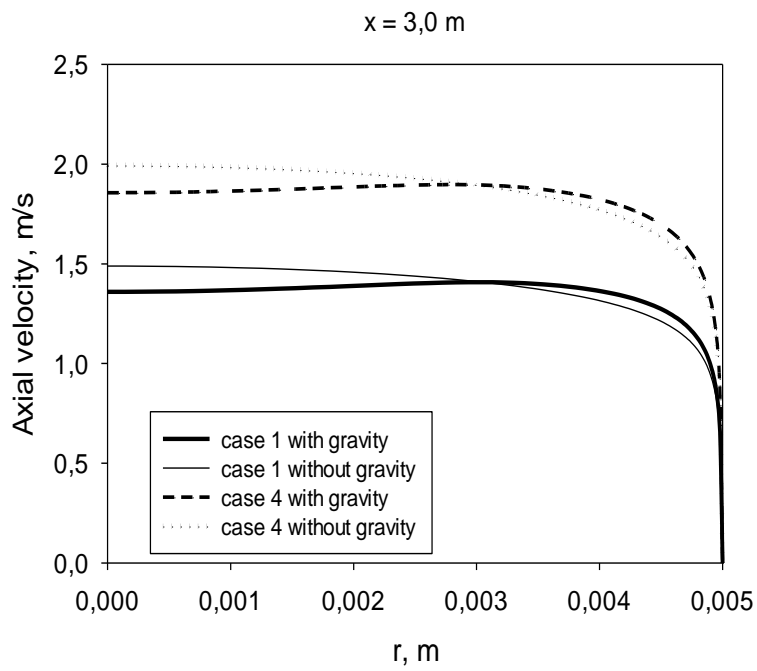


Рис. 3.3. Профілі осьової швидкості по радіусу труби на різних відстанях від її вхідного перерізу з урахуванням і без урахування сил плавучості для варіантів розрахунків 1 і 4 (табл. 3.1).



Цей факт корелюється певним чином з характером зміни по довжині труби локального числа Річардсона $Ri^x = \frac{(1 - \frac{\rho^x}{\rho_{in}})gD}{(v^x)^2}$. Як видно з рисунка 3.4, залежність $Ri^x = f(x)$ має екстремальний характер з яскраво вираженим максимумом в центральній по довжині частині труби. Збільшення числа Річардсона, як відомо, свідчить про посилення впливу сил плавучості на теплогідравлічні характеристики потоку. Тобто представлена картина поведінки локального числа Ri_x свідчить про те, що вплив цих сил по довжині каналу зростає, досягає максимуму і потім зменшується.

Прояв впливу сил плавучості в умовах, що розглядаються, пов'язано у значній мірі з двома наступними факторами: по-перше, з величиною різниці густини рідини в різних точках перерізу потоку і, по-друге, з його термічним прискоренням.

Що стосується першого фактора, то саме екстремальна величина зазначеної різниці густин, яка характерна для надкритичної води, визначає ту обставину, що сили плавучості мають значно більший вплив на теплогідравлічні параметри потоку при надкритичних тисках, ніж у докритичній ділянці. Більшим значенням різниці густин рідини по поперечному перерізу потоку відповідає, як відомо, більш суттєвий прояв архімедових сил. Отримані дані свідчать про те, що для всіх розглянутих варіантів розрахунків різниця густин рідини $\Delta\rho$ на осі труби та поблизу її стінки змінюється по довжині таким чином.

На початковій ділянці труби, що обігривається, вона росте, досягає максимуму і на вихідній ділянці труби падає (див. рис. 3.5). Тобто поведінка різниці густин рідини $\Delta\rho$ відповідає вищевикладеній картині прояву впливу архімедових сил.

Другий із зазначених факторів – термічне прискорення потоку, навпаки, пов'язано з пригніченням розвитку природної конвекції. Дійсно, згідно з отриманими даними, по мірі просування рідини до вихідного перерізу каналу вона

помітно прискорюється, перешкоджаючи дії архімедових сил, так що поблизу цього перерізу їх вплив практично зникає.

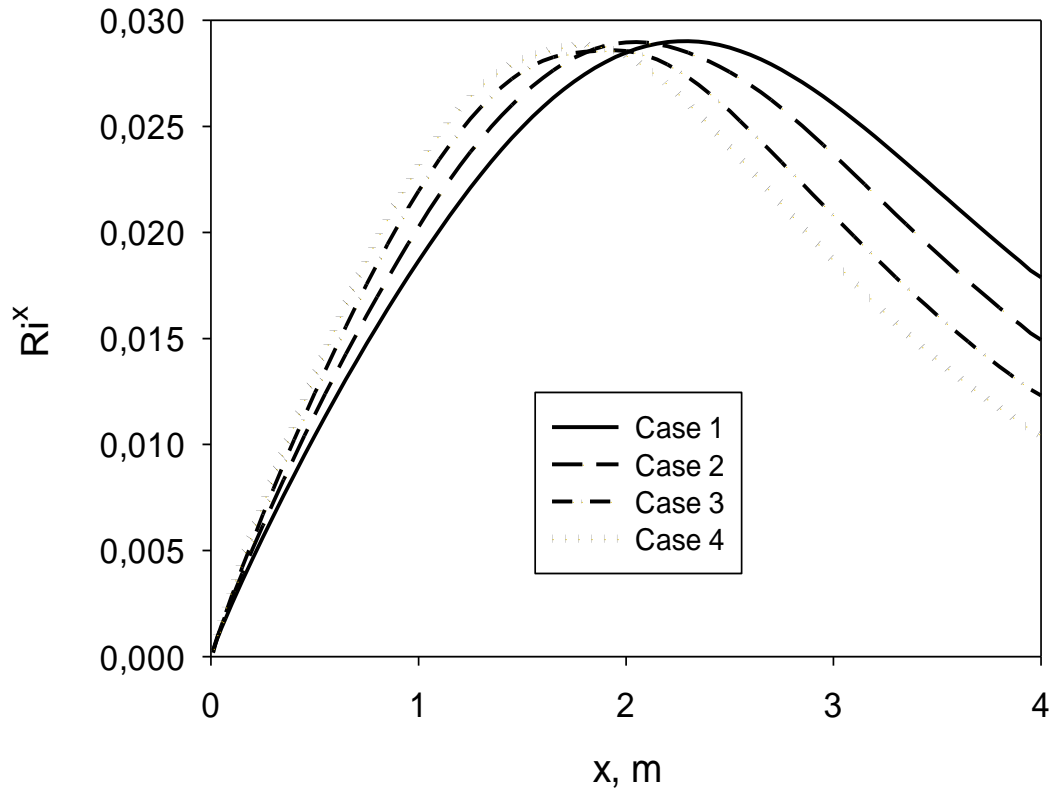


Рис. 3.4. Зміна числа Річардсона по довжині труби, що нагрівається, для варіантів розрахунків 1-4 (табл. 3.1):

Сили плавучості можуть, як відомо, суттєво впливати на інтенсивність турбулентного переносу. А саме, під впливом цих сил відбувається певне згасання турбулентного переносу, що значною мірою зумовлює різні ефекти, які стосуються погіршення тепловіддачі. Зокрема, дія сил плавучості зумовлює зниження рівня кінетичної енергії турбулентності.

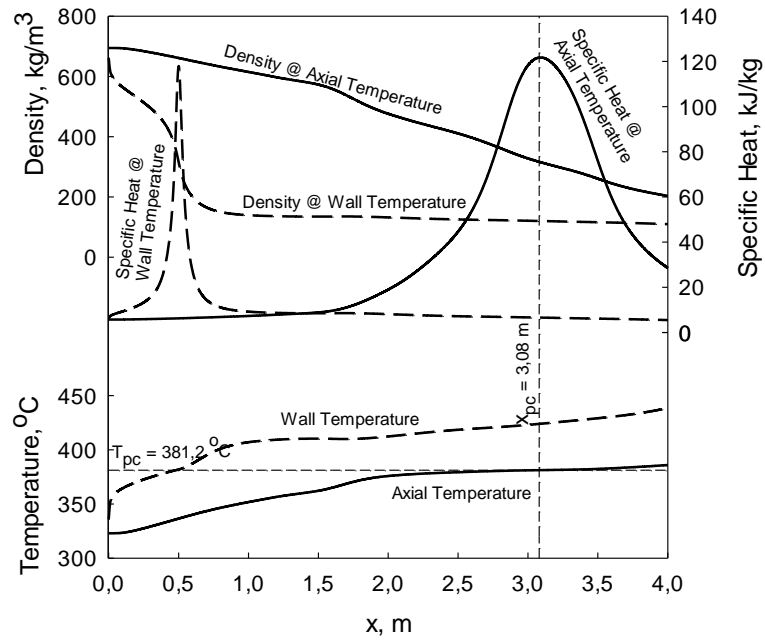
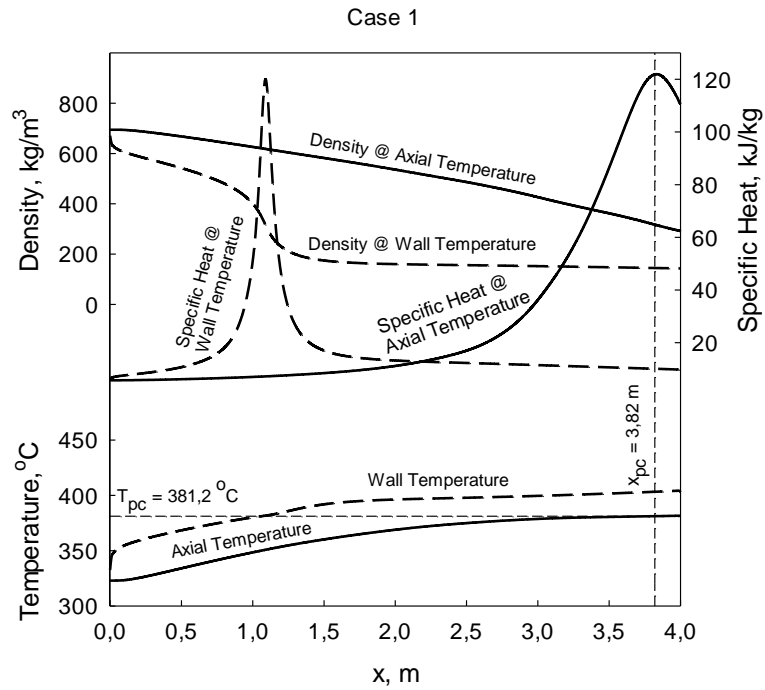


Рис. 3.5. Розподіл густини і питомої теплоємності по довжині труби, що нагрівається, для варіантів розрахунків 1 і 4.

Рисунок 3.6 ілюструє профілі кінетичної енергії турбулентності, отримані з урахуванням та без урахування сил плавучості. Як випливає з наведених даних, величини кінетичної енергії турбулентності у разі урахування сил плавучості виявляються загалом нижчими за відповідні значення при відсутності даного урахування. Привертає увагу також і те, що характер профілів кінетичної енергії турбулентності для двох порівнюваних ситуацій може суттєво відрізнятися. Зокрема, профілі кінетичної енергії є монотонними за відсутності урахування сил плавучості. Щодо ситуації, коли таке урахування має місце, то дані профілі на центральній по довжині ділянці труби стають немонотонними з локальним мінімумом поблизу стінки труби. Положення зазначених мінімумів кінетичної енергії відповідає положенню локальних максимумів на профілях швидкості. При цьому розбіжності у значеннях кінетичної енергії турбулентності, отриманих з урахуванням і без урахування сил плавучості, в області даних мінімумів є найбільшими. Тобто поблизу стінки труби, де прояв впливу сил плавучості найбільш яскраво виражений, спостерігається максимальне пригнічення турбулентного переносу.

3.2. Особливості теплообміну надкритичної води

Нижче наводяться результати CFD моделювання теплообміну надкритичної води в нагріваних вертикальних каналах. Вихідні параметри обчислювальних експериментів подано в підрозділі 3.1.

3.2.1. Ефекти впливу на характеристики тепловіддачі надкритичної води величини підведеного до стінки каналу теплового потоку

Характерні результати проведених досліджень наведено на рис. 3.7 та рис. 3.8.

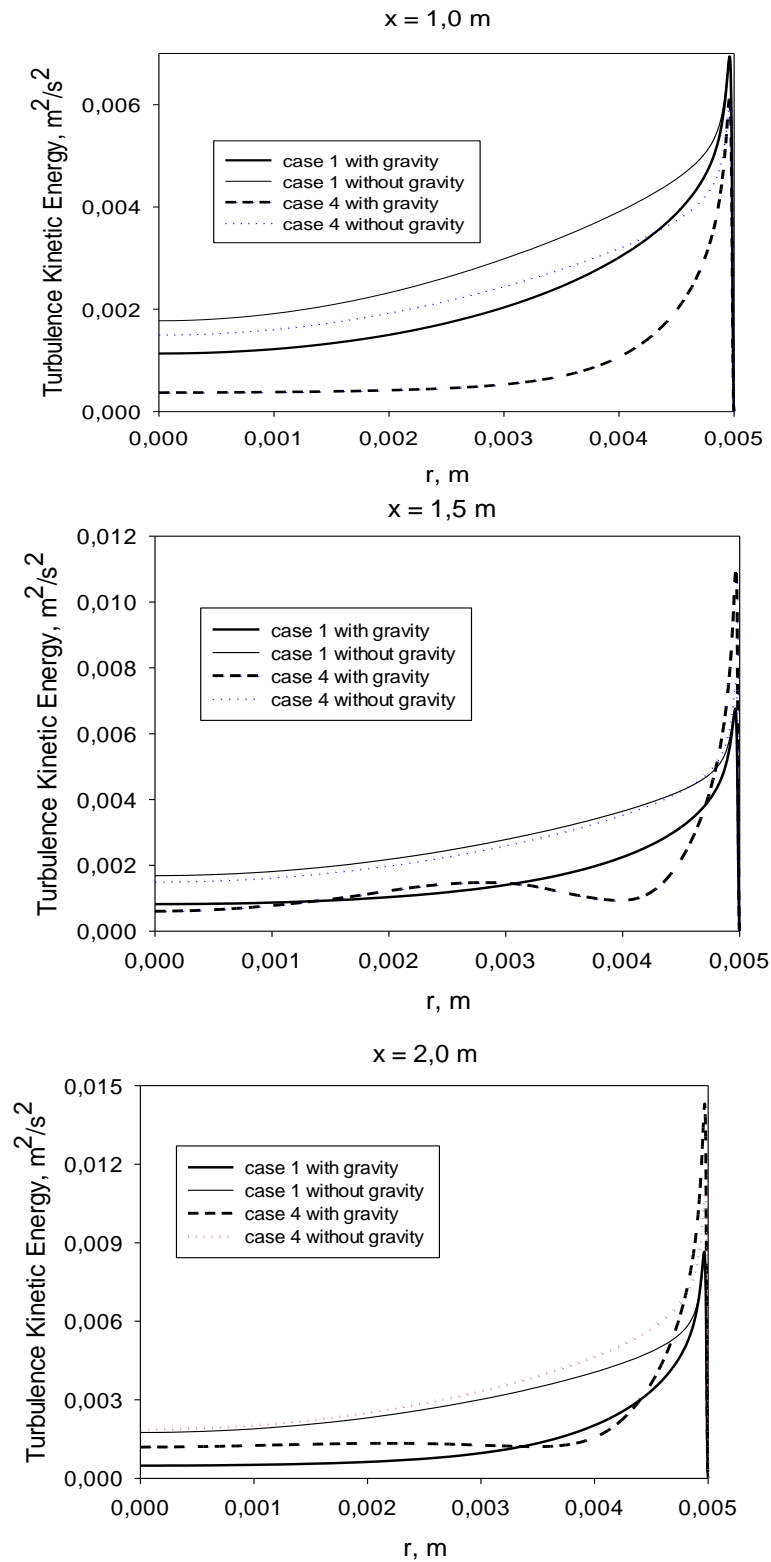
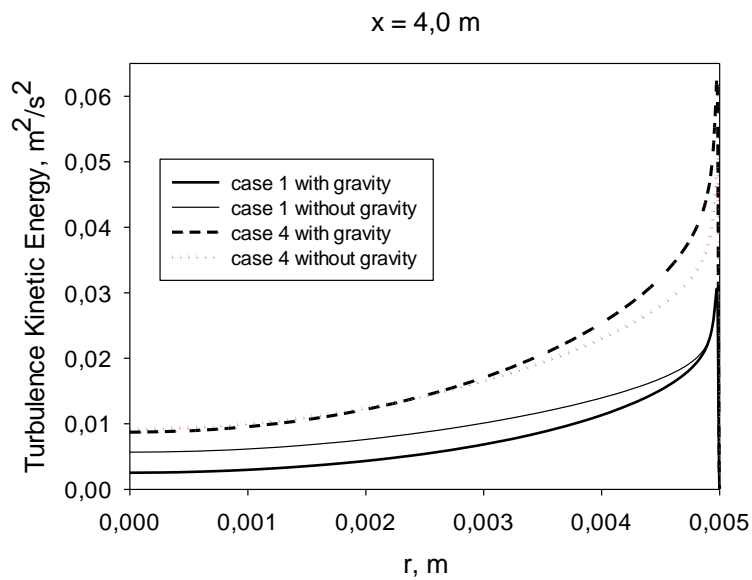
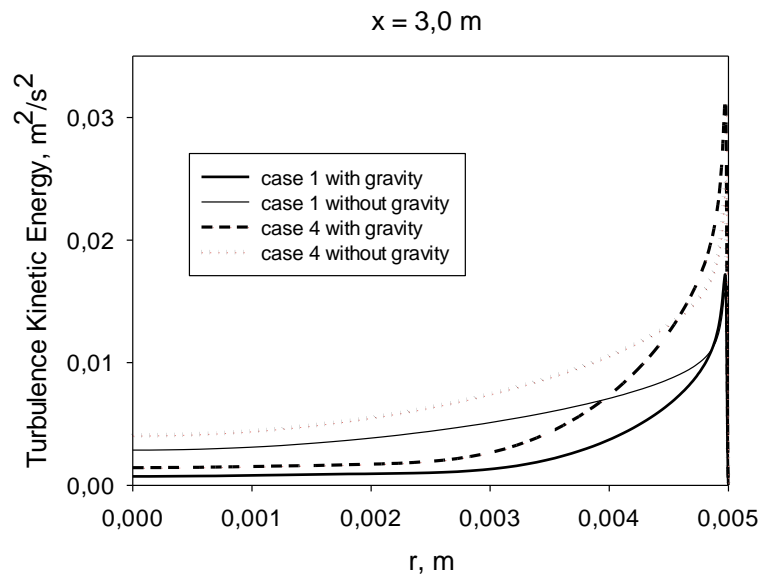
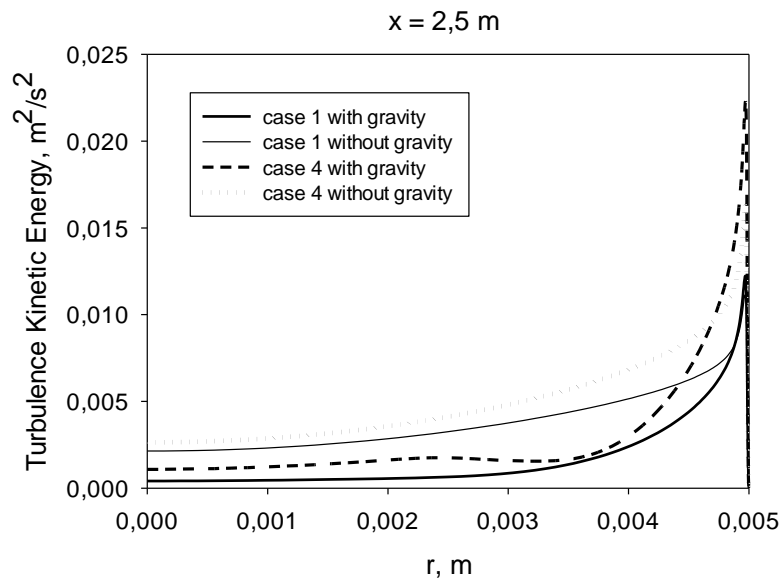


Рис. 3.6. Розподіл кінетичної енергії турбулентності по радіусу труби на різних відстанях від її вхідного перерізу з урахуванням і без урахування сили плавучості для варіантів розрахунків 1 і 4.



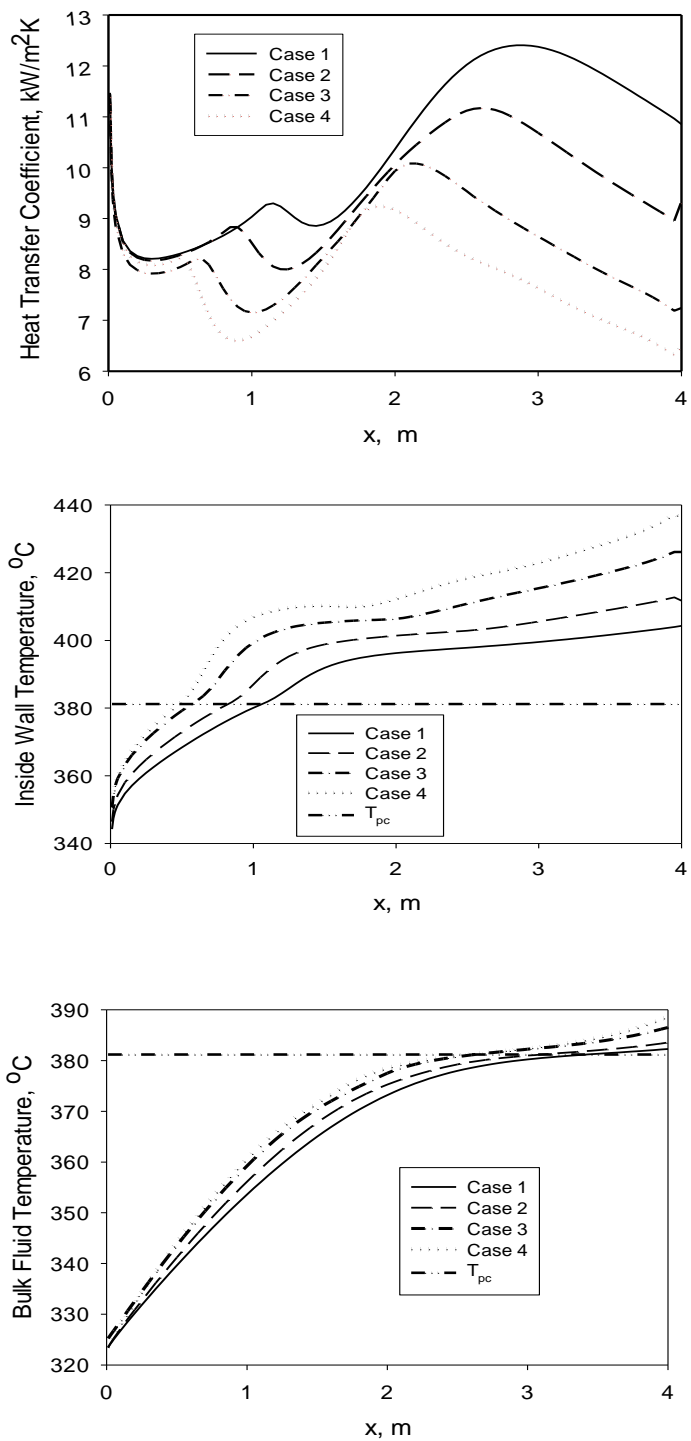


Рис. 3.7. Розподіл коефіцієнта тепловіддачі, температури стінки труби та температури рідини вздовж осі труби для варіантів розрахунків 1-4 (табл. 3.1)

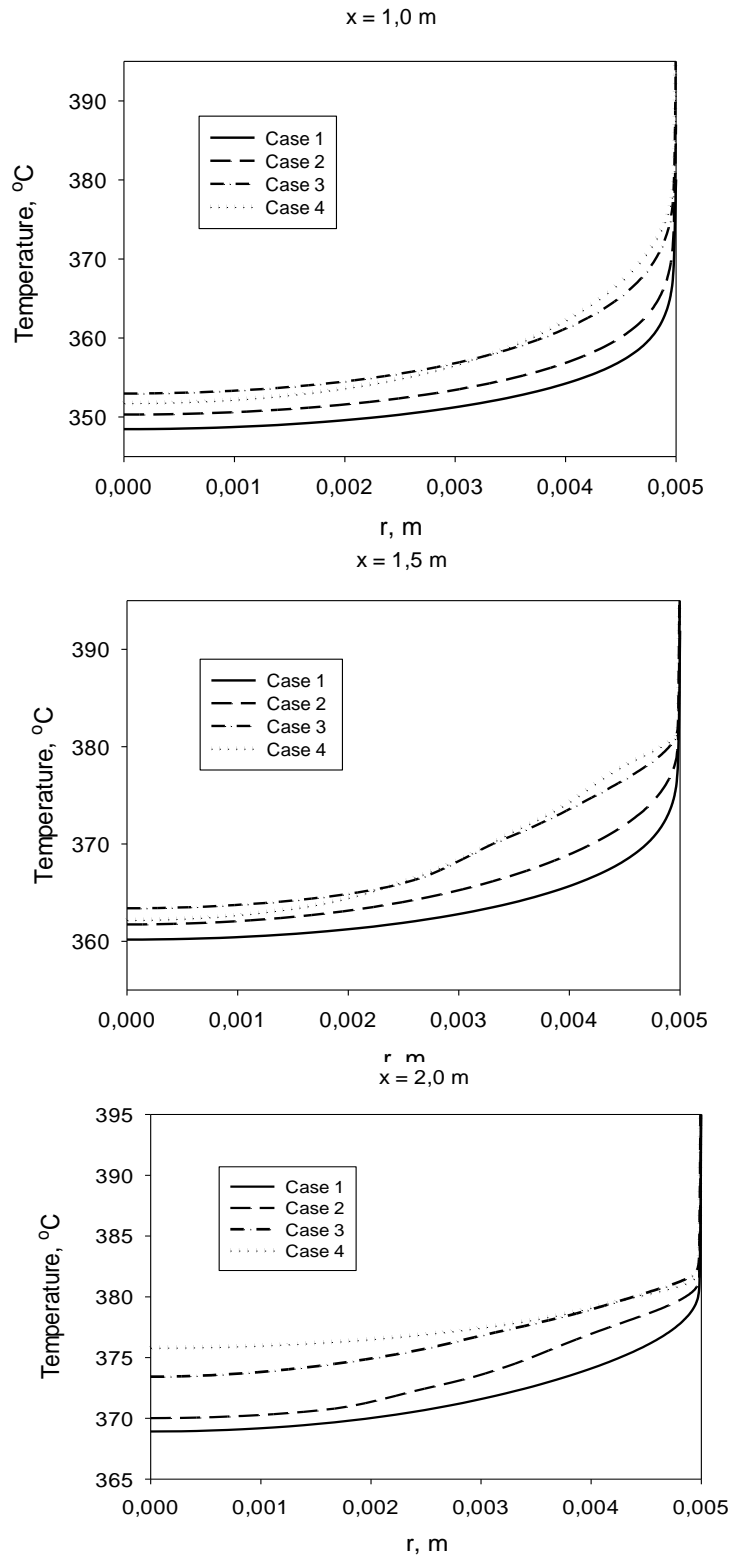


Рис. 3.8 . Профілі температур у радіальному напрямку на різній відстані від вхідного перерізу труби для варіантів розрахунків 1-4 (табл. 3.1).

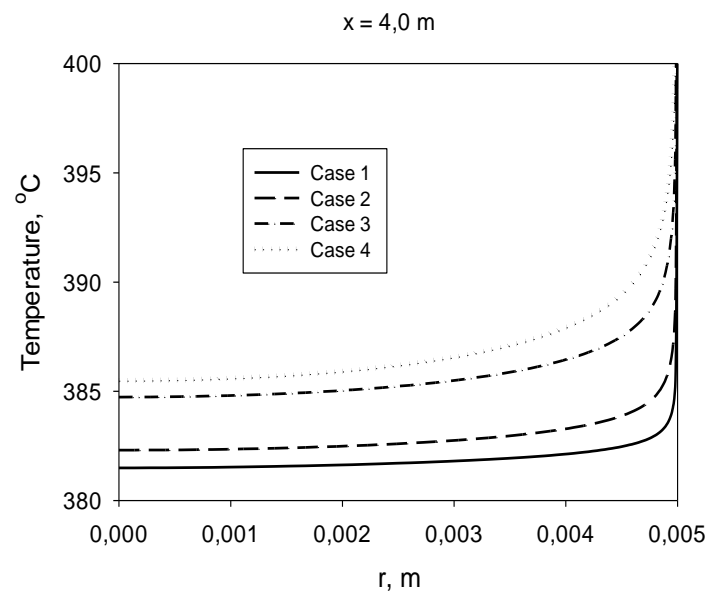
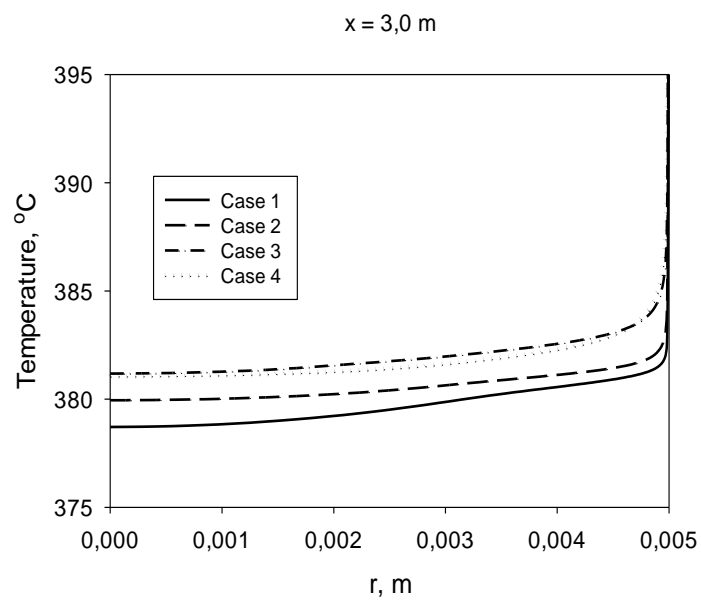
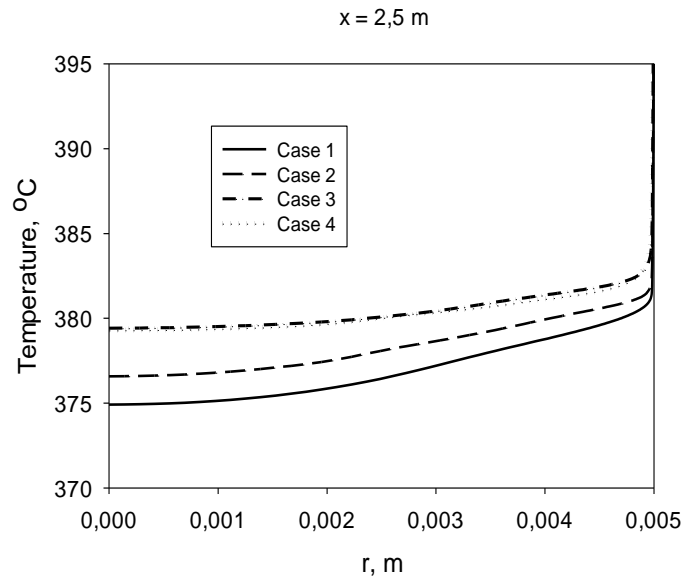


Рисунок 3.7 ілюструє зміну коефіцієнта тепловіддачі та температур T_w і T_b по довжині труби для різних значень q (варіанти 1-4).

Як видно, з підвищенням q суттєво знижуються коефіцієнти тепловіддачі, помітно зростають температури стінки труби при відносно невеликому збільшенні температури T_b . Так, значення коефіцієнта тепловіддачі можуть знижуватися в 1,7 рази при збільшенні підведеного теплового потоку від 239 до 310 кВт/м². При цьому розбіжності по температурах стінки не перевищують 32 °С, а по температурах T_b – 8 °С.

Профілі температури в різних поперечних перерізах каналу при різних значеннях густини теплового потоку, що підводиться, наведені на рис. 3.8. Як свідчать представлені дані, при аналізованих відносно високих значеннях q ($q = 287$ кВт/м² і $q = 310$ кВт/м²) має місце складний характер впливу густини підведеного теплового потоку на профілі температури по радіусу труби. Так, більшим значенням q у фіксованому поперечному перерізі труби можуть відповідати як більш високі, так і нижчі температури поблизу стінки труби та на її осі в залежності від розташування даного перерізу. Для низьких значень q ($q = 239$ кВт/м² і $q = 263$ кВт/м²) у всіх поперечних перерізах каналу температури тим вище, чим більше q . Описана картина співвідношення температур, що відповідають різним значенням густини теплового потоку, при відносно високих q , вочевидь, пов'язана з вказаним вище суттєвим проявом впливу сил плавучості в даних умовах.

3.2.2. Залежність характеристик тепловіддачі надкритичної води від дії архімедових сил

На рисунку 3.9 представлено зміну вздовж нагріваної ділянки труби величин коефіцієнта тепловіддачі і температури стінки T_w , отриманих з урахуванням і без урахування архімедових сил.

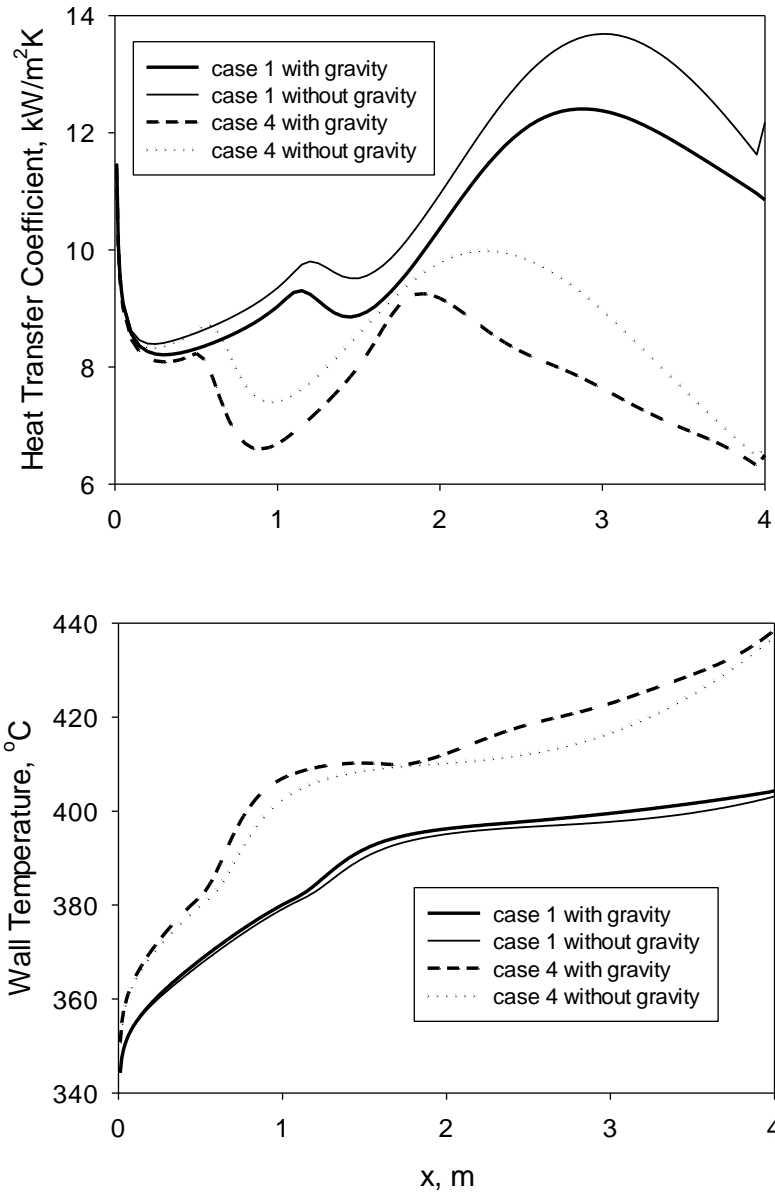


Рис. 3.9. Розподіл коефіцієнта тепловіддачі та температури стінки труби вздовж її осі з урахуванням та без урахування сил плавучості для варіантів розрахунків 1 та 4:

Згідно з наведеними даними коефіцієнти тепловіддачі, що відповідають наявності зазначеного урахування, є нижчими по всій довжині труби. Причому розбіжності у величинах коефіцієнта тепловіддачі у разі наявності та відсутності урахування архімедових сил є в цілому значнішими при високих теплових потоках q . Наприклад, ці розбіжності досягають 21% при $q = 310$ кВт/м² та 11% при $q = 239$ кВт/м².

Зниження тепловіддачі у разі дії сил плавучості пов'язане з деяким згасанням турбулентного переносу, яке тим суттєвіше, чим вище густина підведеного теплового потоку q .

Характер зміни по довжині каналу величин коефіцієнта тепловіддачі, отриманих з урахуванням та без урахування сил плавучості, якісно аналогічний. Хоча у випадку, коли береться до уваги дія вказаних сил, положення екстремумів на кривих коефіцієнта тепловіддачі (рис. 3.9) дещо зміщується і бік менших значень x .

Рисунок 3.10 ілюструє радіальні профілі температури за наявності та відсутності урахування сил плавучості. Як видно, для усіх представлених поперечних перерізів труби, крім $x = 4,0$ м (де порівнювані температури практично збігаються), має місце однаковий характер співвідношення температур для порівнюваних ситуацій. Зокрема, температури, що відповідають наявності урахування сил плавучості, є більш високими поблизу стінки труби і нижчими біля її осі. При цьому відмінності порівнюваних температур по довжині труби в цілому зростають, досягають максимуму і потім зменшуються, стаючи дуже малими. Підвищені рівні температури поблизу стінки труби зумовлені загасанням турбулентного переносу, яке пов'язане з природною конвекцією. З огляду на це відведення теплоти до ядра потоку виявляється утрудненим і температури тут є нижчими, ніж за відсутності природної конвекції.

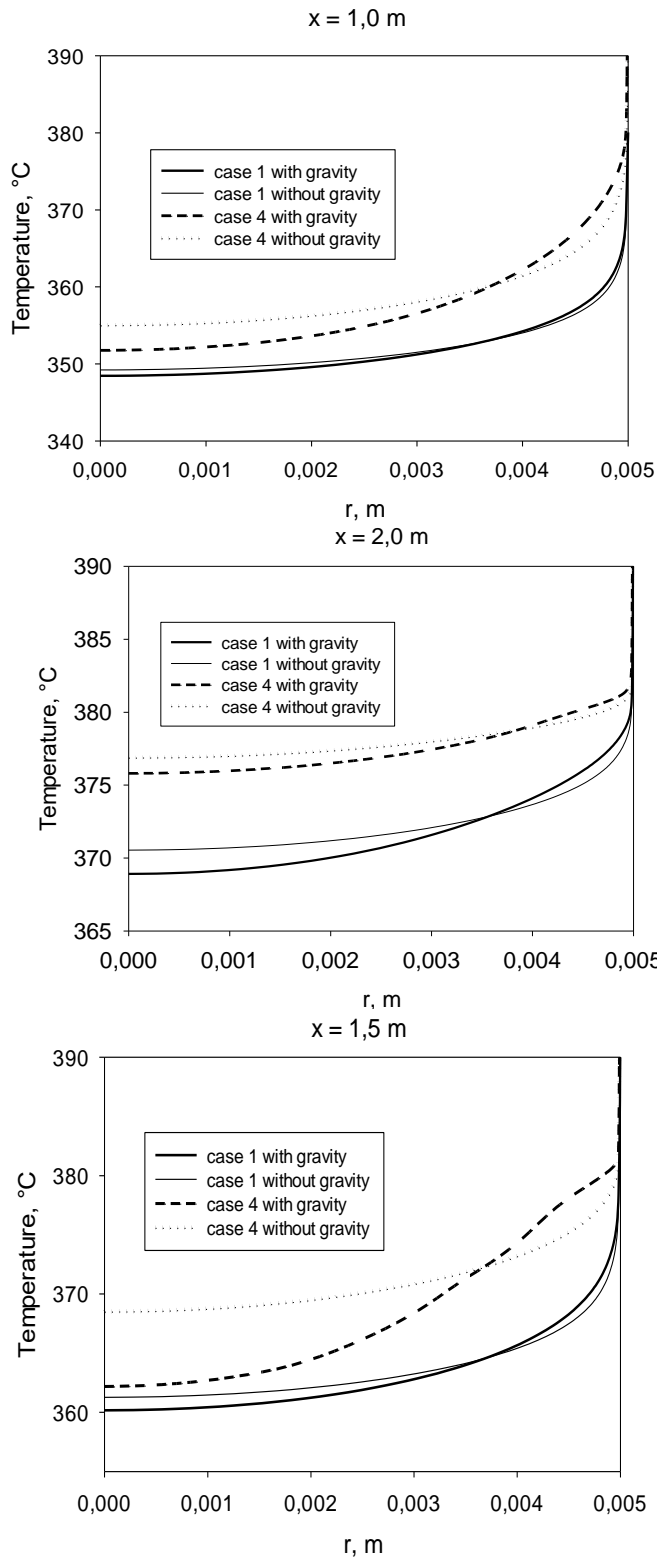
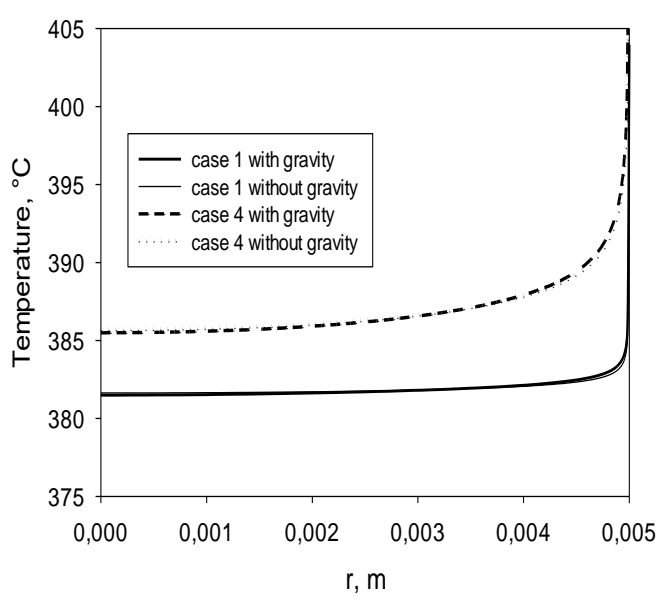
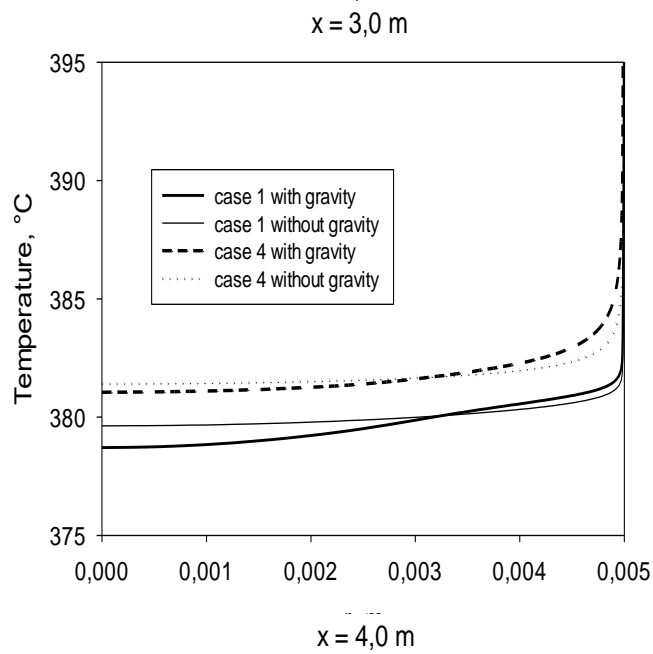
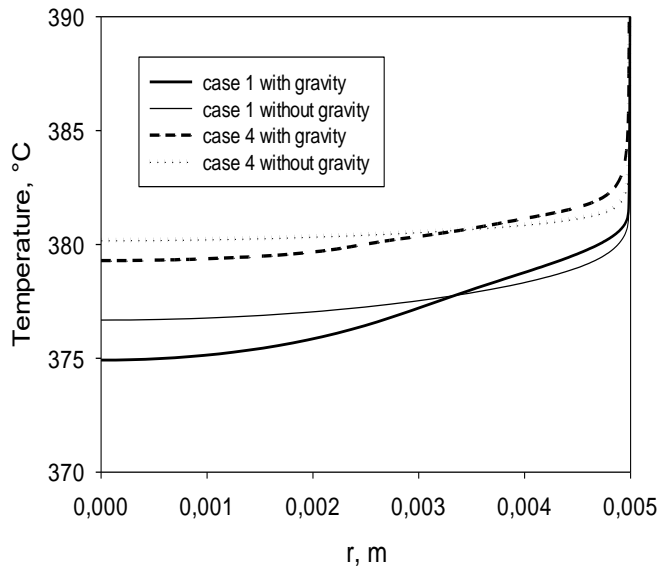


Рис. 3.10. Профілі температур у радіальному напрямку на різній відстані від вхідного перерізу труби з урахуванням та без урахування сил плавучості для варіантів розрахунків 1 та 4:

Продовження рис. 3.10.Пр
 $x = 2,5 \text{ m}$



На рисунку 3.11 наведено зміни фронту псевдофазового переходу для різних значень q за наявності та відсутності врахування архімедових сил. Цей фронт рухається від стінки труби і для усіх розглянутих ситуацій досягає її осі. При цьому чим більше q , тим раніше фронт псевдофазового переходу досягає осі труби. Ця закономірність справедлива як у разі врахування сил плавучості, так і за його відсутності. При всіх величинах q значення поздовжньої координати, що відповідає положенню фронту на осі труби, виявляється меншим за відсутності врахування сил плавучості. Поблизу стінки труби картина руху фронту псевдофазового переходу з урахуванням і без урахування сил плавучості відрізняється від такої в ядрі потоку. Зокрема, якщо в ядрі потоку при урахуванні сил плавучості даний фронт рухається повільніше, то поблизу стінки навпаки, швидше, ніж за відсутності цього урахування.

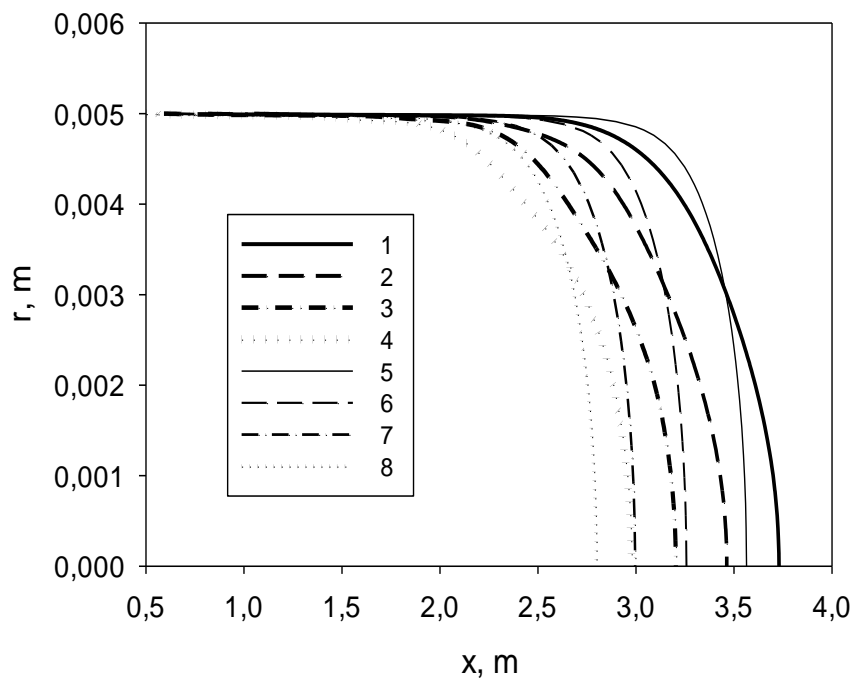


Рис. 3.11. Конфігурація руху фронту псевдофазового переходу, визначена за температурою T_{pc} з урахуванням (лінії 1-4) та без урахування (лінії 5-8) впливу

сил плавучості для різних варіантів розрахунків: варіант 1 (лінії 1, 5); варіант 2 (лінії 2,6); варіант 3 (лінії 3, 7); варіант 4 (лінії 4, 8).

3.3. Висновки за розділом

1. Виконано комплекс досліджень змішаної конвекції надкритичної води при висхідній течії у вертикальних нагріваних трубах за умов відносно низьких масових швидкостях води і підведених до стінки теплових потоків.
2. Одержано дані досліджень закономірностей течії надкритичної води за умов, що розглядаються. Зокрема встановлено, що:
 - а) режим змішаної конвекції, який відповідає наявності вимушеного і вільного руху надкритичної води, спостерігається лише на певній центральній по довжині ділянці труби;
 - б) в межах локалізації зони змішаної конвекції її прояв по довжині каналу зростає, досягає максимуму і далі спадає;
 - в) формування підобласті змішаної конвекції в центральній по довжині зоні труби відбувається на вхідній ділянці каналу під дією двох конкуруючих факторів – по-перше, зростання нерівномірності розподілу густини надкритичної води у поперечному перерізі труби, і по-друге, термічного прискорення потоку; далі по довжині каналу дія вказаних факторів стає односпрямованою, зважаючи на зменшення зазначеної нерівномірності;
 - г) радіальні профілі швидкості в зоні локалізації змішаної конвекції деформуються з появою м'якого локального максимуму поблизу стінки труби (М-подібний профіль), який розвивається в міру наближення до верхньої границі даної зони.
3. Виявлено особливості течії надкритичної води при варіюванні величини густини теплового потоку q на стінці труби від 239 до 310 кВт/м². Показано, що:

- а) протяжність по довжині каналу зони змішаної конвекції в його центральній ділянці суттєво зростає з підвищенням теплового потоку q ; при цьому чим більше значення q , тим значно ближче до вхідного перерізу труби починається дана зона і тим далі від нього закінчується;
- б) більш яскраво виражений локальний максимум на М-подібних профілях швидкості надкритичної води відповідає більшим значенням підведеного до стінки каналу теплового потоку q .

4. Встановлено роль вільного руху надкритичної води у формуванні структури потоку шляхом зіставлення числових розв'язків, що відповідають наявності і відсутності врахування архімедових сил. При цьому:

- а) виявлено ефект локалізації впливу архімедових сил у центральній по довжині ділянці труби;
- б) за результатами аналізу особливостей деформації радіальних профілів осьової швидкості по довжині каналу показано, що зона з М-подібним профілем швидкості, характерним для режиму змішаної конвекції, має місце лише в центральній по довжині зоні;
- в) показано наявність певної кореляції поведінки радіальних профілів осьової швидкості зі зміною по довжині каналу локального числа Річардсона;
- г) виконано аналіз впливу архімедових сил на інтенсивність турбулентного переносу. Встановлено, що під впливом цих сил відбувається його пригнічення, яке є тим суттєвішим, чим вища густина підведеного до стінки каналу потоку q .

5. Виявлено закономірності теплообміну при змішаній конвекції надкритичної води у вертикальних гладких трубах при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку. Показано, що:

- а) зі зростанням густини теплового потоку q суттєво знижуються коефіцієнти тепловіддачі (до 1,7 рази) та підвищуються температури

стілки труби;

б) фронт псевдофазового переходу, рухаючись від стінки труби, при всіх розглянутих значеннях q досягає її осі. При цьому чим більше q , тим ближче до вхідного перерізу труби даний фронт перетинає вісь труби.

6. Встановлено залежність основних характеристики тепловіддачі при змішаній конвекції надкритичної води від дії архімедових сил. За результатами зіставлення CFD передбачень, отриманих з урахуванням і без врахування цих сил, показано, що:

а) коефіцієнти тепловіддачі, які відповідають відсутності даного урахування, виявляються вищими по всій довжині труби. При цьому відносні розбіжності коефіцієнтів тепловіддачі, що зіставляються, зростають з підвищенням значень підведеного теплового потоку q ;

б) температури, отримані з урахуванням архімедових сил, у поперечних перерізах труби є вищими біля стінки труби і нижчими в ядрі потоку;

в) швидкість руху фронту псевдофазового переходу в умовах наявності і відсутності врахування архімедових сил відрізняються поблизу стінки труби і в ядрі потоку: при врахуванні сил плавучості фронт псевдофазового переходу в ядрі потоку рухається повільніше, а поблизу стінки труби – навпаки швидше.

РОЗДІЛ 4. ПРОСТОРОВІ РОЗПОДІЛИ В КАНАЛАХ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ ПРИ ВІДНОСНО НИЗЬКИХ ЗНАЧЕННЯХ ЇЇ МАСОВОЇ ШВИДКОСТІ

Особливості гідродинаміки і теплообміну при надкритичних параметрах, як відомо, значною мірою пов'язані з суттєвою і своєрідною залежністю фізичних властивостей теплоносія від температури. Просторові розподіли в каналах цих властивостей є важливою інформацією для аналізу температурних режимів досліджуваних систем.

У даному розділі наводяться результати досліджень структури розподілу теплофізичних властивостей надкритичної води у вертикальних нагріваних каналах за умов змішаної конвекції. Дослідження проведено на основі CFD моделювання із застосуванням FLUENT коду. Пропоновані розподіли теплофізичних властивостей надкритичної води у вертикальних нагріваних трубах визначалися за результатами розв'язку відповідної осесиметричної задачі змішаної конвекції. Представлено дані досліджень щодо розподілів таких властивостей надкритичної води, як коефіцієнт теплопровідності, питома теплоємність, динамічна та кінематична в'язкість і густина. Подаються результати комп'ютерного моделювання з встановлення закономірностей впливу на вказані властивості величини підведеного до стінки каналу теплового потоку. Наводяться дані порівняльного аналізу розв'язків задачі, що розглядається, з врахуванням і без врахування архімедових сил.

4.1. Просторові розподіли в каналах теплофізичних властивостей надкритичної води при середніх значеннях її масової швидкості

В даному підрозділі наводиться інформація щодо просторових розподілів теплофізичних властивостей надкритичної води, одержана за результатами

розв'язку осесиметричної задачі змішаної конвекції при висхідній течії у вертикальних нагріваних трубах. Особливості фізичної і математичної постановки вказаної задачі подаються у розділі 2. Нижче представлено результати комп'ютерного моделювання, що відповідають таким вихідним параметрам: внутрішній діаметр труби – 10,0 мм; довжина нагріваної ділянки труби – 4,0 м; довжина передвключеної ненагріваної ділянки труби – 1,2 м; масова швидкість води – 500 кг/(м²·с); температура і тиск у вхідному перерізі каналу – 323 °С і 24,0 МПа; густина теплового потоку на нагріваній ділянці труби – 239 і 310 кВт/м².

4.1.1 Особливості температурних полів надкритичної води в каналах і руху фронтів псевдофазового переходу «псевдорідина-псевдогаз»

Побудова просторових розподілів теплофізичних властивостей надкритичної води здійснювалась за температурними полями, одержаними в результаті розв'язування відповідної задачі змішаної конвекції.

Характерні дані цих розв'язки наведено на рис. 4.1 та 4.2. Рис.4.1 ілюструє поле температур в каналі для двох значень підведеного до стінки теплового потоку q . (Тут для зручності сприйняття радіальна координата збільшена в 400 разів. Ізотерми, що відповідають псевдокритичній температурі T_{pc} , позначені на рисунках жирною лінією). Як видно з рис. 4.1, температурні поля надкритичної води в каналі якісно подібні для різних значень теплового потоку q . Хоча при цьому мають місце і значні кількісні розбіжності. Так, ізотерма T_{pc} псевдокритичного переходу, що розділяє області псевдорідини і псевдогазу, розташована помітно ближче до вихідного перерізу каналу при $q = 239$ кВт/м² (див. жирні лінії на графіку). Відповідно зона, зайнята псевдорідиною, при даному значенні q є суттєво меншою за розміром (рис. 4.2). Значення координати x_{pc} , яка відповідає перетину ізотерми T_{pc} з віссю труби, становить 3,08 м і 3,73 м при величинах підведеного до стінки труби теплового потоку $q = 310$ кВт/м² та 239

кВт/м².

Щодо температури надкритичної води на виході з каналу, то вона є помітно меншою при $q = 239$ кВт/м².

Звертає на себе увагу також те, що при обох значеннях теплового потоку q спостерігається досить різке зростання температури на початковій ділянці труби. Далі вниз за потоком дане зростання уповільнюється (рис. 4.1).

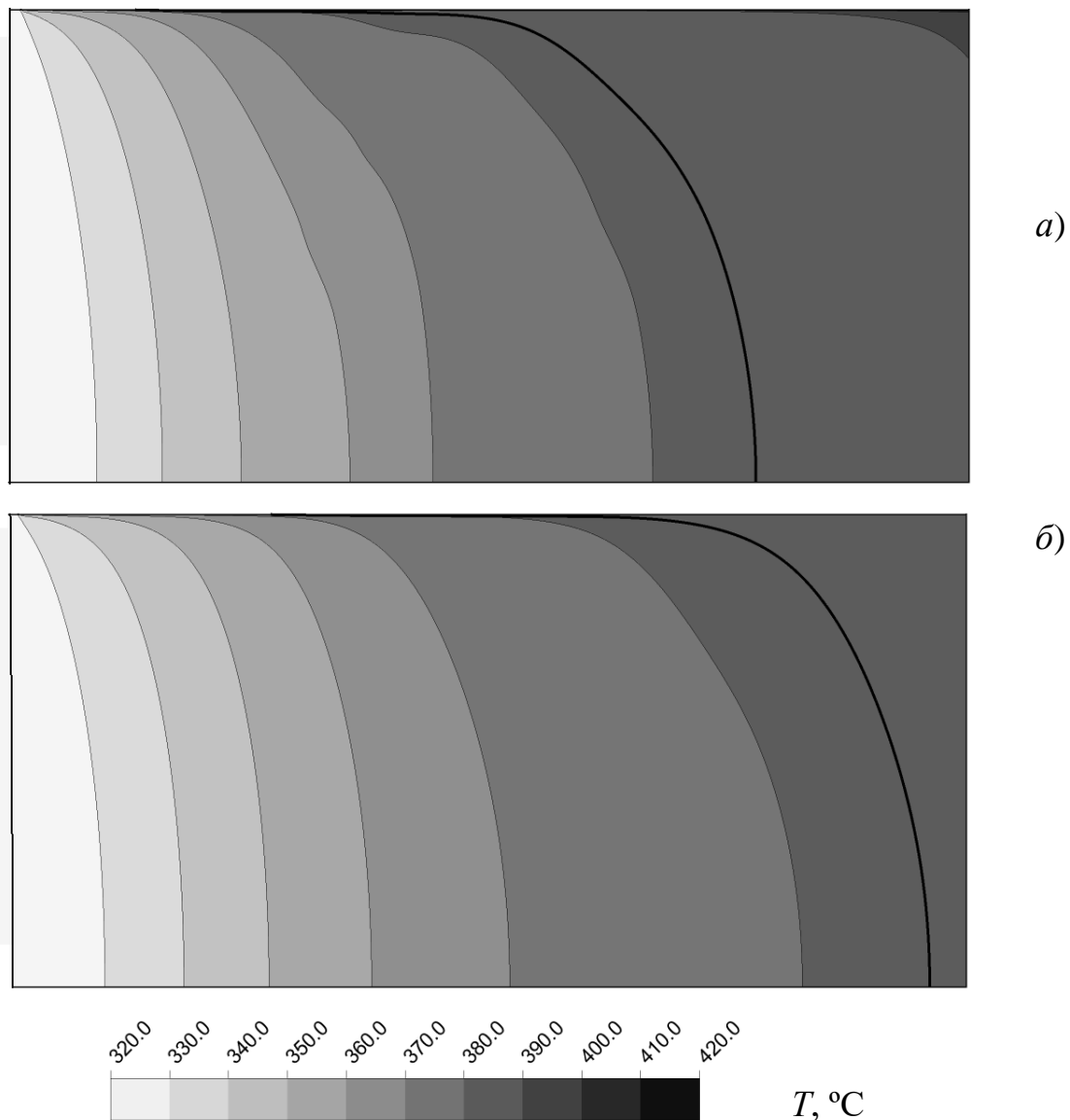
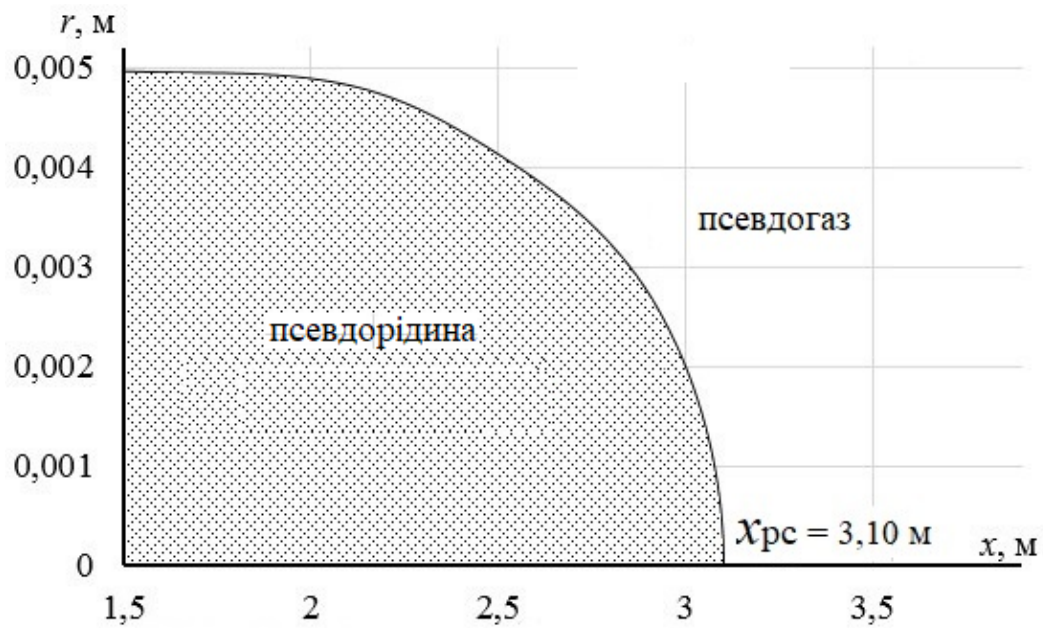
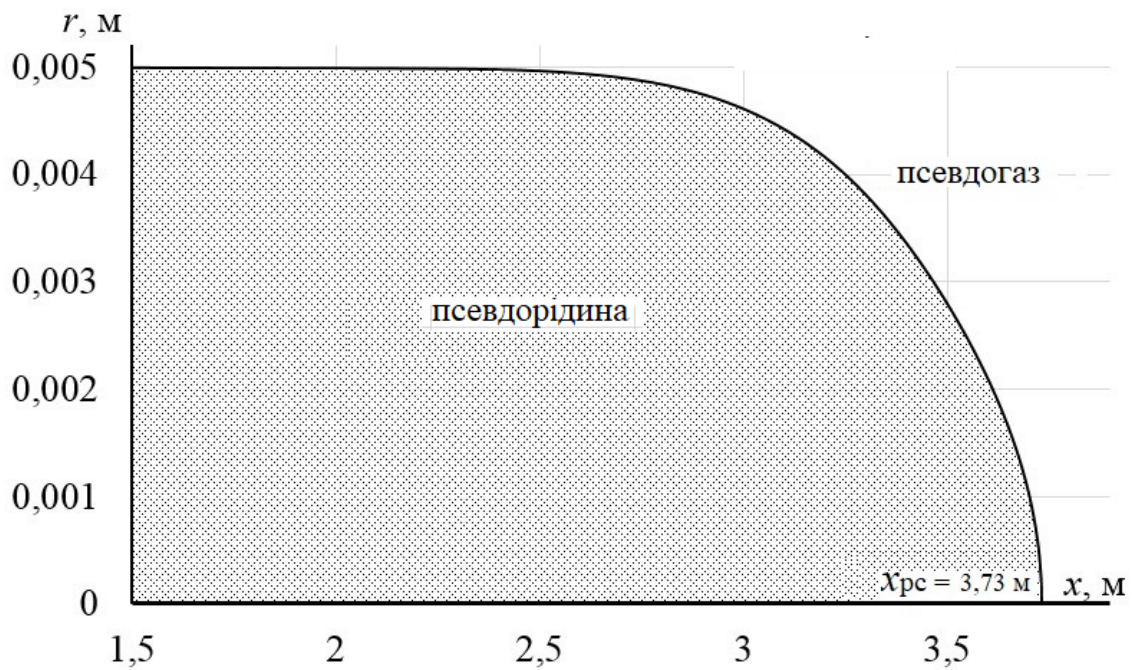


Рис. 4.1. Поля температур надкритичної води в каналі для різних значень підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310$ кВт/м²; б) $q = 239$ кВт/м².



a)



б)

Рис. 4.2. Конфігурація ізотерм псевдокритичного переходу при різних значеннях теплового потоку, що підводиться до стінки: а) - $q = 310 \text{ кВт/м}^2$; б) - $q = 239 \text{ кВт/м}^2$.

4.1.2. Залежність структури просторових розподілів в каналах теплофізичних властивостей надкритичної води від величини підведеного до стінки теплового потоку

В даному підрозділі наводяться результати дослідження просторових розподілів в каналах коефіцієнта теплопровідності, питомої теплоємності та в'язкості надкритичної води при різних значеннях підведеного теплового потоку.

Розглянемо спочатку відповідні дані для коефіцієнта теплопровідності надкритичної води. Рисунок 4.3 ілюструє температурну залежність теплопровідності надкритичної води. Як видно, в розглянутому діапазоні температур теплопровідність надкритичної води змінюється більш ніж у 4,5 рази.

Характерні результати комп'ютерного моделювання щодо коефіцієнта теплопровідності надкритичної води наведено на рис. 4.4 – 4.6.

Картину полів коефіцієнта теплопровідності надкритичної води в каналі для різних значень q ілюструє рис. 4.4. Дані поля, що відповідають температурним полям на рис. 4.1, також схожі в якісному відношенні. В обох випадках має місце немонотонна зміна λ по довжині каналу. А саме, з віддаленням від вхідного перерізу з ростом температури надкритичної води її коефіцієнт теплопровідності зменшується. Далі вниз за потоком спостерігається локальне збільшення коефіцієнта λ відповідно до його температурної залежності (рис. 4.3). Із наближенням до вихідного перерізу каналу має місце подальше зменшення коефіцієнта теплопровідності води λ .

З порівняння даних на рис. 4.4 *а* та 4.4 *б* слідує, що область локального зростання λ розташовується ближче до вхідного перерізу каналу при значенні густини теплового потоку $q = 310$ кВт/м². Рівень зниження λ у вихідному перерізі каналу є помітно нижчим для даного значення q .

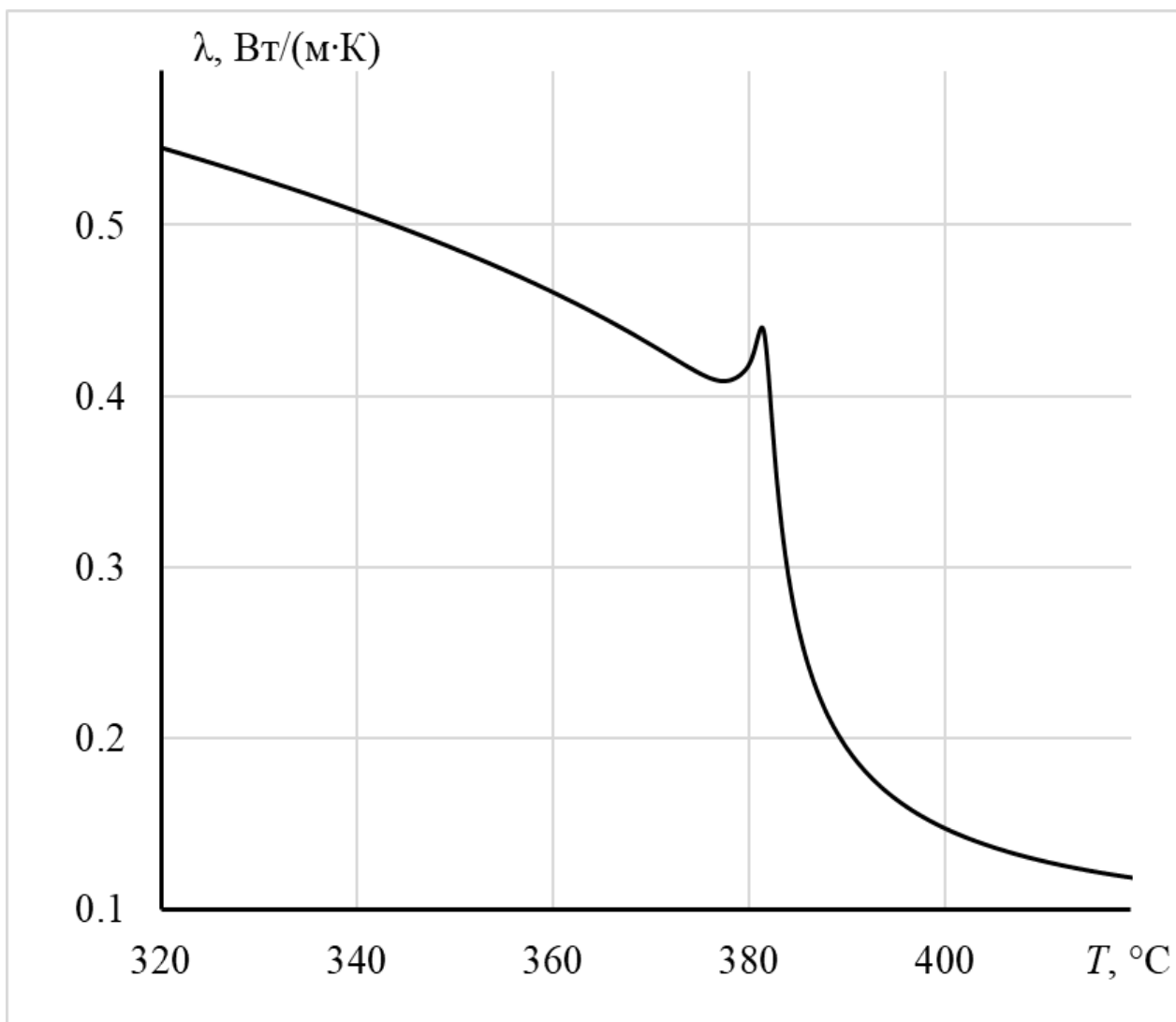


Рис. 4.3. Залежність від температури коефіцієнта теплопровідності надкритичної води при тиску 24,0 МПа.

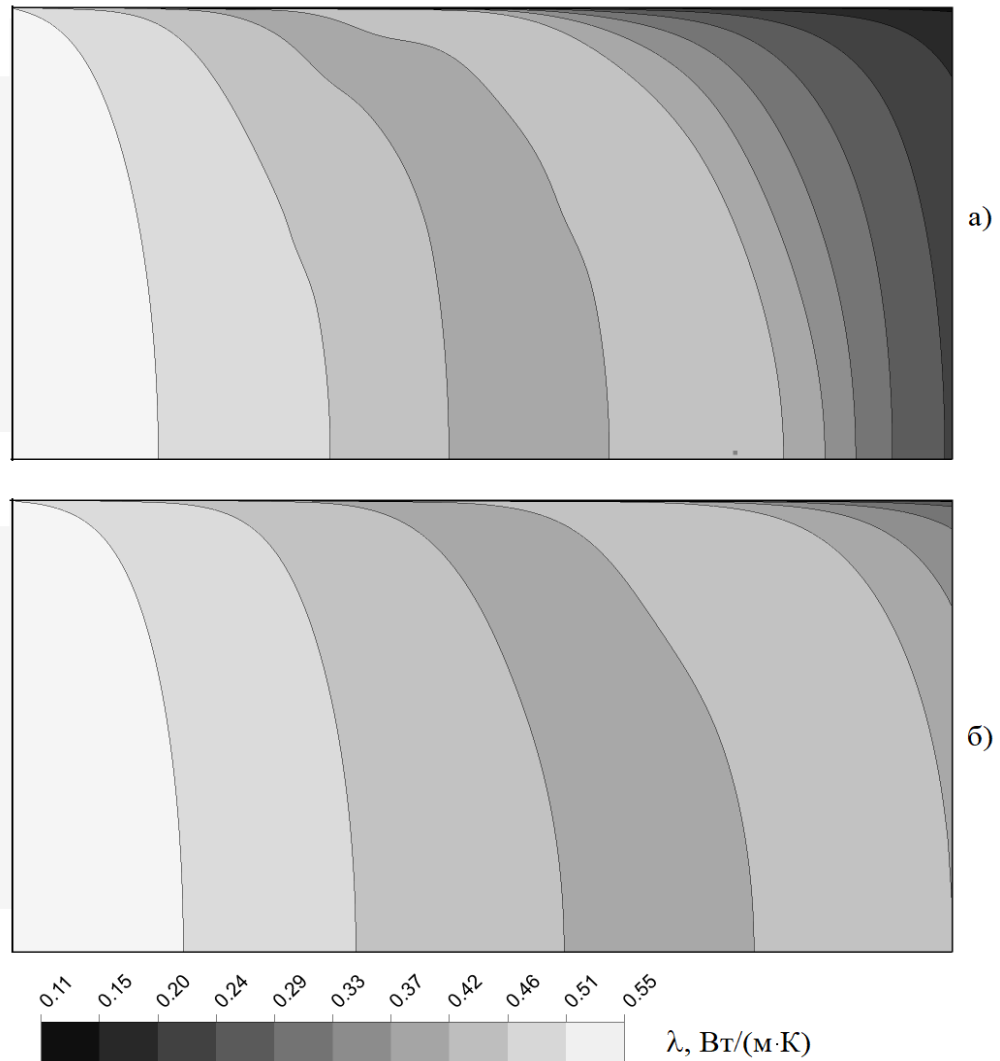


Рис. 4.4. Поля коефіцієнта теплопровідності надкритичної води на нагріваній ділянці каналу при різних значеннях густини теплового потоку, що підводиться до стінки: а) $q = 310$ кВт/м²; б) $q = 239$ кВт/м².

На рисунку 4.5 наведено розподіли коефіцієнта теплопровідності λ надкритичної води по радіусу труби в різних поперечних перерізах каналу $x = \text{const}$ для різних значень q . Згідно з отриманими даними радіальні розподіли λ при різних q можуть суттєво відрізнятись. Так, при $q = 310 \text{ кВт/м}^2$ у перерізах $x = 1,9 \dots 2,7 \text{ м}$ ці розподіли характеризуються наявністю локального максимуму. При цьому даний максимум зі зростанням x зсувається від стінки до осі каналу і стає менш вираженим. У перерізах $x = 3,1$ і $3,5 \text{ м}$ найбільші за радіусом значення λ мають місце на осі каналу.

При $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ в поперечних перерізах каналу $x = 1,9 \dots 2,5 \text{ м}$ радіальні розподіли λ , що розглядаються, мають локальні мінімуми, положення яких вниз за течією пересувається від стінки до ядра потоку. Щодо перерізів $x = 2,7 \text{ м}$, $3,1 \text{ м}$ та $3,5 \text{ м}$, то тут розподіли λ води по радіусу як і при $q = 310 \text{ кВт/м}^2$ характеризуються наявністю локальних максимумів.

Положення зазначених максимумів відповідають перетину площини $x = \text{const}$ з ізотермічною поверхнею T_{rc} . Зазначені мінімуми на радіальних розподілах λ відповідають місцю перетину цієї площини з ізотермічною поверхнею, що відповідає температурі, при якій на кривій $\lambda(T)$ спостерігається локальний мінімум.

Рисунок 4.6 ілюструє розподіли λ по довжині каналу в різних фіксованих точках радіуса для двох значень q . Зазначені розподіли якісно схожі. Зі зростанням поздовжньої координати x коефіцієнт теплопровідності λ падає, досягає мінімуму, потім зростає, досягає максимуму і далі монотонно зменшується. Чим більше значення радіуса, тобто чим ближче до стінки каналу розташована розглянута точка, тим раніше по потоку реалізуються зазначені екстремуми. Зі зростанням q положення цих екстремумів зсувається вгору по потоку.

Отже, виконані дослідження показали, що має місце складний немонотонний характер зміни коефіцієнта теплопровідності надкритичної води по довжині каналу. При цьому величина теплового потоку, підведеного до стінки

труби, може суттєво впливати на структуру розподілу коефіцієнта теплопровідності надкритичної води при її висхідній течії у вертикальних гладких трубах..

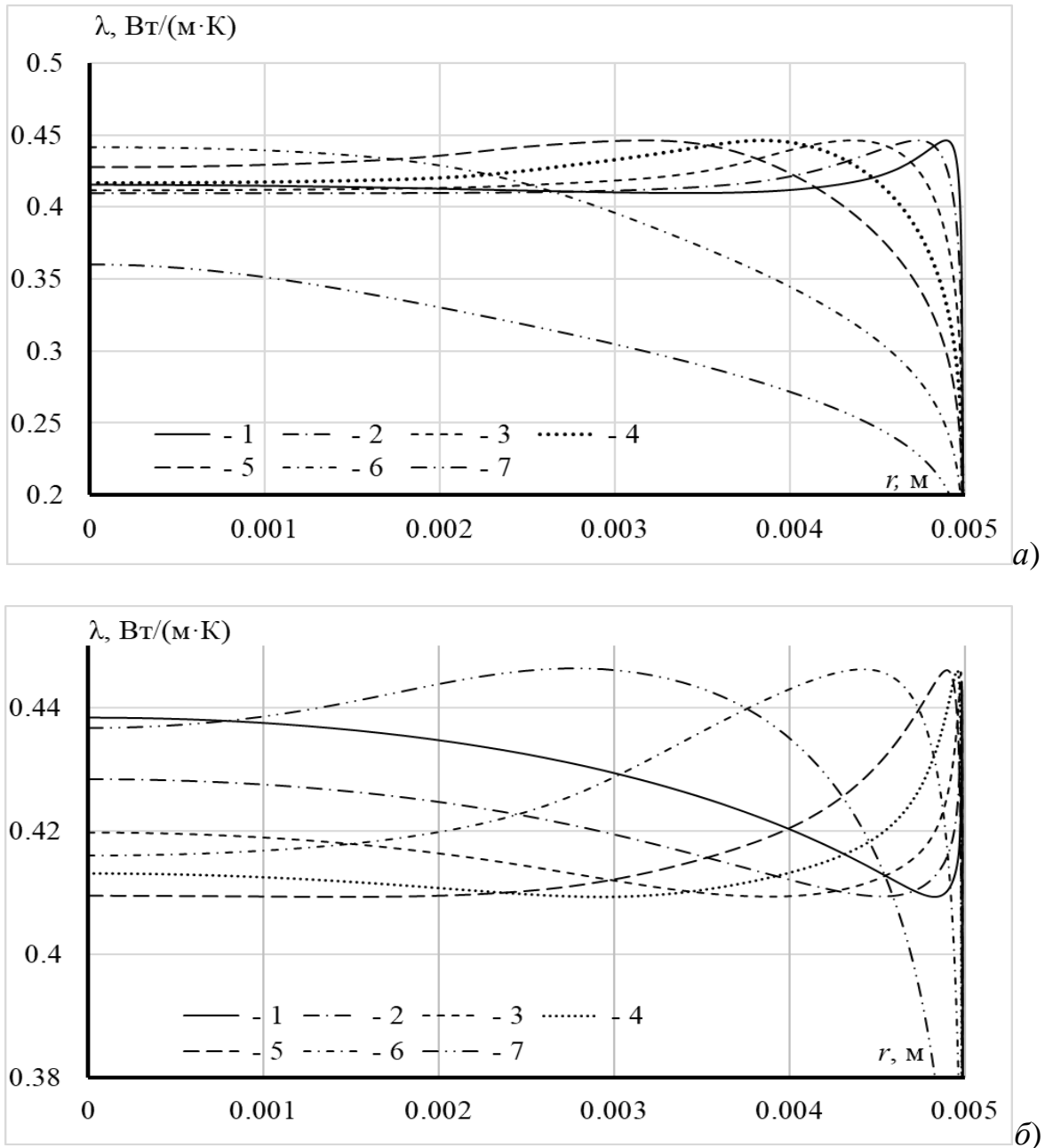
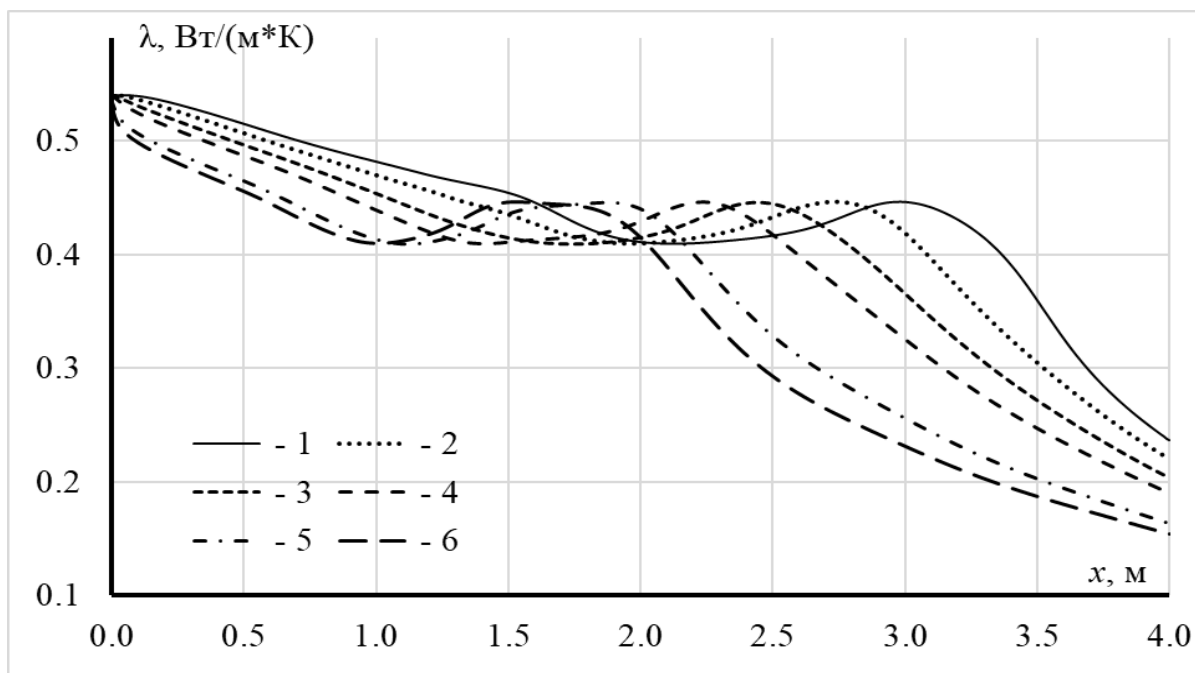
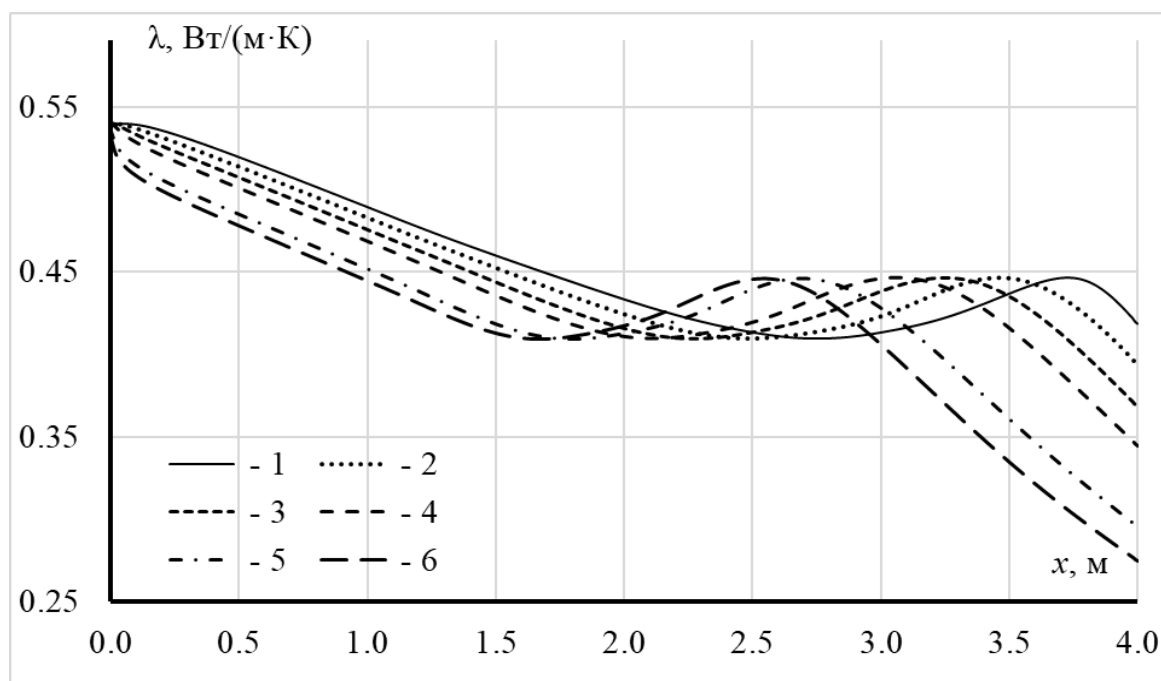


Рис. 4.5. Розподіл коефіцієнта теплопровідності надкритичної води за радіусом труби для $q = 310 \text{ кВт/м}^2$ (а) та $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ (б) у різних поперечних перерізах каналу: 1 - $x = 1,9 \text{ м}$; 2 - $x = 2,1 \text{ м}$; 3 - $x = 2,3 \text{ м}$; 4 - $x = 2,5 \text{ м}$; 5 - $x = 2,7 \text{ м}$; 6 - $x = 3,1 \text{ м}$; 7 - $x = 3,5 \text{ м}$.



а)



б)

Рис. 4.6. Розподіл по довжині каналу коефіцієнта теплопровідності надкритичної води при $q = 310 \text{ кВт/м}^2$ (а) і $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ (б) для різних значень радіуса: 1 – $r = 0,0 \text{ м}$; 2 – $r = 0,003 \text{ м}$; 3 – $r = 0,004 \text{ м}$; 4 – $r = 0,0045 \text{ м}$; 5 – $r = 0,0049 \text{ м}$; 6 – $r = 0,00495 \text{ м}$.

Перейдемо далі до розгляду результатів досліджень щодо просторових розподілів в каналах питомої теплоємності надкритичної води. Температурна залежність питомої теплоємності надкритичної води наведена на рис. 4.7. Як видно, вона має яскраво виражений екстремальний характер. У досліджуваному температурному інтервалі питома теплоємність змінюється більше ніж у 20 разів.

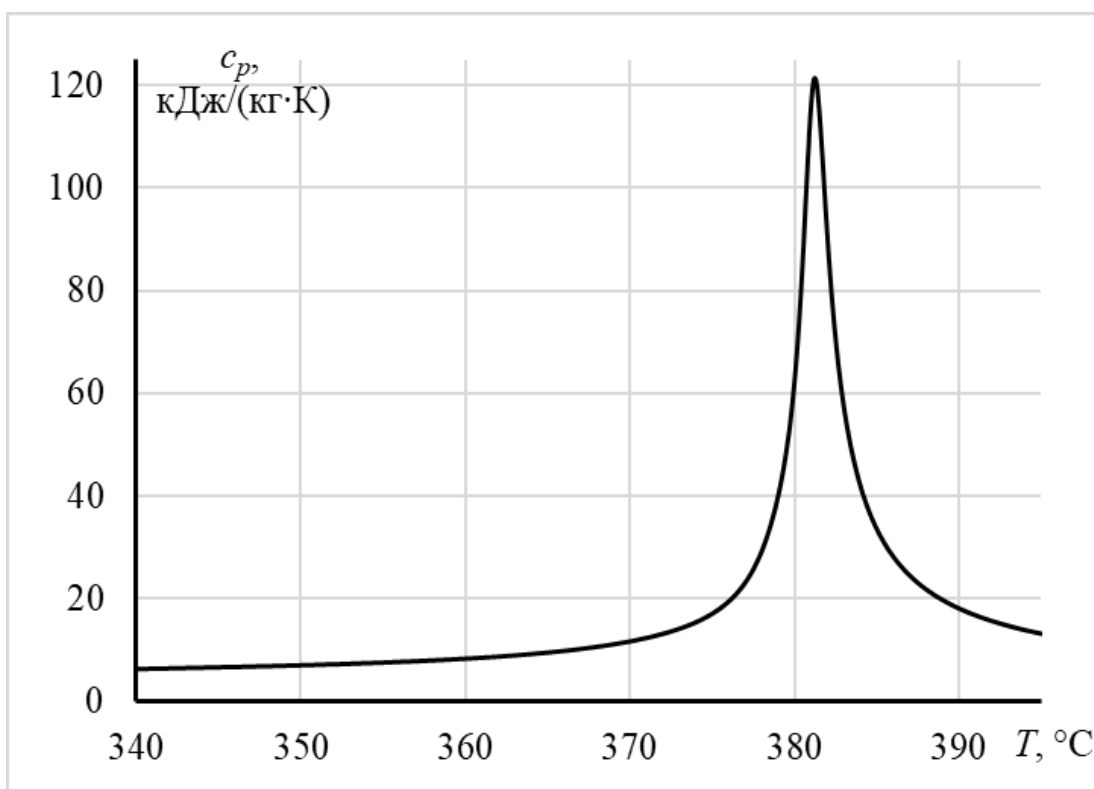


Рис. 4.7. Температурна залежність питомої теплоємності води при тиску $P = 24,0$ МПа.

Максимальне значення питомої теплоємності надкритичної води має місце при температурі псевдокритичного переходу T_{pc} , яка для ситуації, що розглядається, становить $381,4\text{ }^\circ\text{C}$. Відтак на просторових розподілах c_p положення екстремумів мають відповідати розташуванню ізотерми псевдокритичного переходу T_{pc} .

Ізотерми T_{pc} поділяють область течії на дві зони (рис. 4.2). Зона вгору по потоку від даної ізотерми відповідає псевдорідкому стану надкритичної води, зона, розташована вниз по потоку від неї – псевдогазовому стану. Відповідно в цих зонах значення c_p є відносно невеликими. Виняток становить підобласть поблизу ізотерми T_{pc} , де з наближенням до неї спостерігається дуже різке зростання питомої теплоємності c_p .

Згідно з даними, наведеними на рис. 4.8, описана картина полів теплоємності c_p у каналі дійсно має місце. Тут привертає увагу така обставина. Поля теплоємності надкритичної води при різних значеннях густини теплового потоку q , що підводиться до стінки, помітно відрізняються (порівняйте дані на рис. 4.8 а і 4.8 б). А саме більшим значенням q (рис. 4.8 а) відповідають менші розміри зони, де надкритична вода знаходиться в псевдорідкому стані, і відповідно більші розміри зони, в якій вона відповідає псевдогазовому стану.

На рисунках 4.9, 4.10 наводяться результати CFD моделювання щодо розподілів теплоємності надкритичної води c_p по радіусу каналу та його довжині. Тут рис. 4.9 а і 4.10 а відповідають густині теплового потоку $q = 310\text{ кВт/м}^2$, а рис. 4.9 б і 4.10 б – 239 кВт/м^2 . Рис. 4.2 ілюструє положення ізотерми псевдокритичного переходу для двох вказаних значень теплового потоку q .

Згідно з даними, наведеними на рис. 4.9 а, радіальний розподіл c_p суттєво змінюється по довжині труби. Так, для $x < x_{pc}$ вказаний розподіл має екстремальний характер (тут x_{pc} – поздовжна координата, яка відповідає перетину ізотермою T_{pc} осі труби). При $x \geq x_{pc}$ максимум кривої $c_p = f(r)$ зміщується на вісь труби. На даній ділянці труби зі зростанням координати x значення c_p

зменшуються в усіх точках перерізу $x = const$, що відповідає переходу надкритичної води у псевдогазовий стан з більш високими температурами.

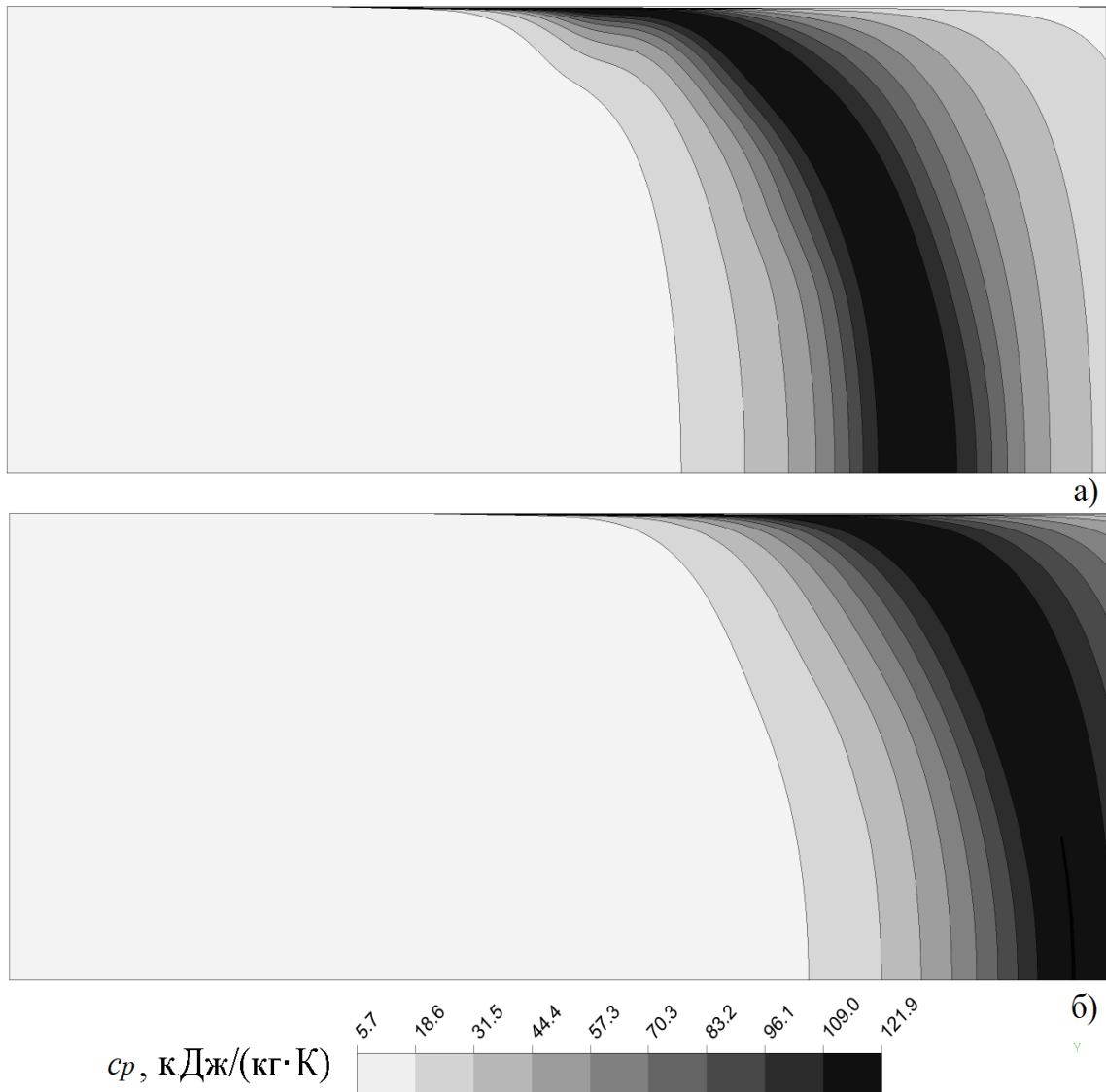


Рис. 4.8. Поля питомої теплоємності c_p надкритичної води в каналі при різних значеннях теплового потоку, що підводиться до стінки: $q = 310 \text{ кВт/м}^2$ (а) і $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ (б).

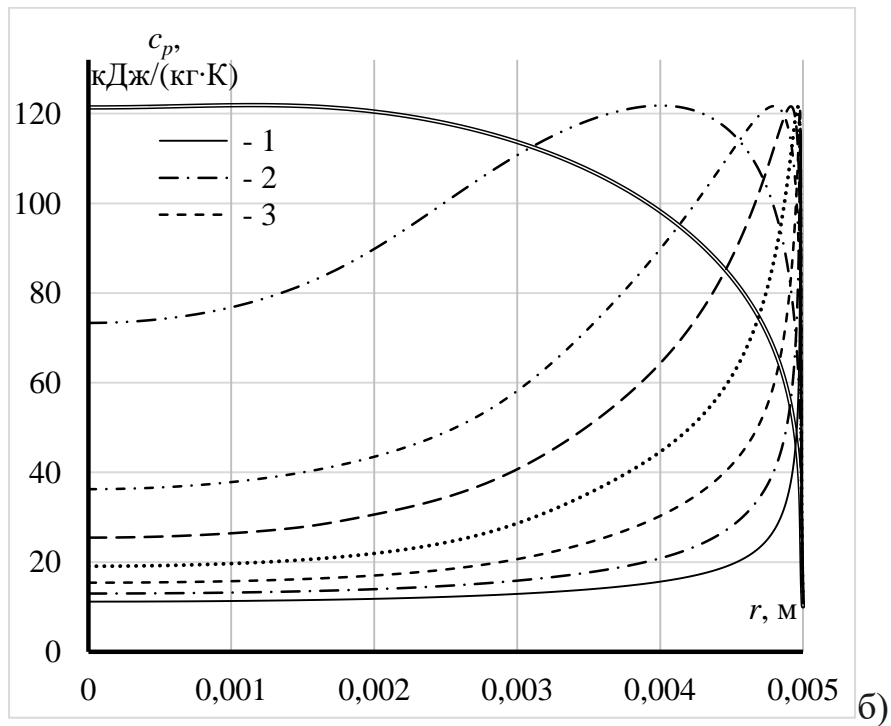
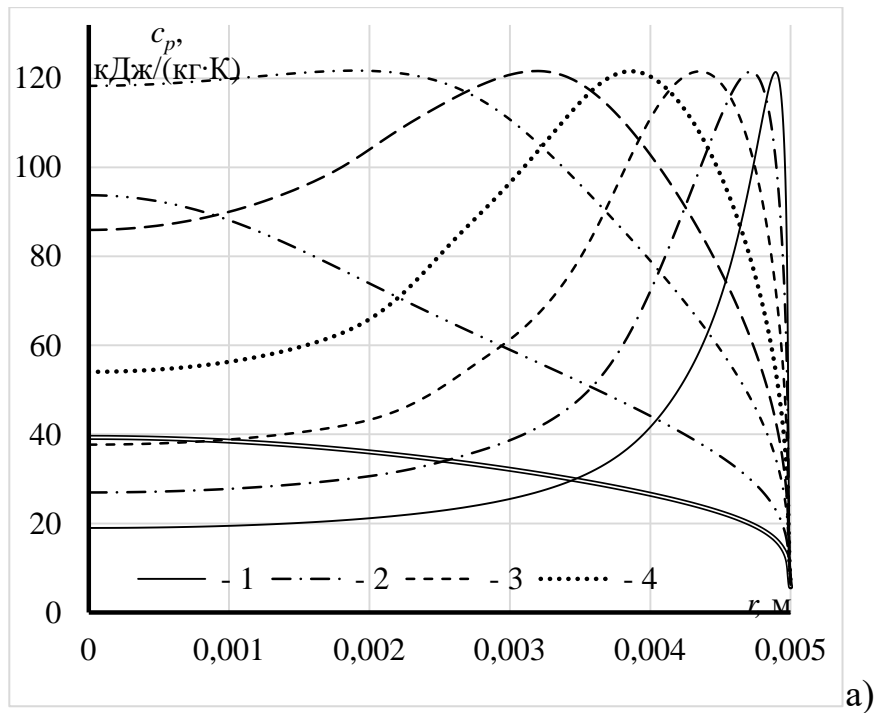
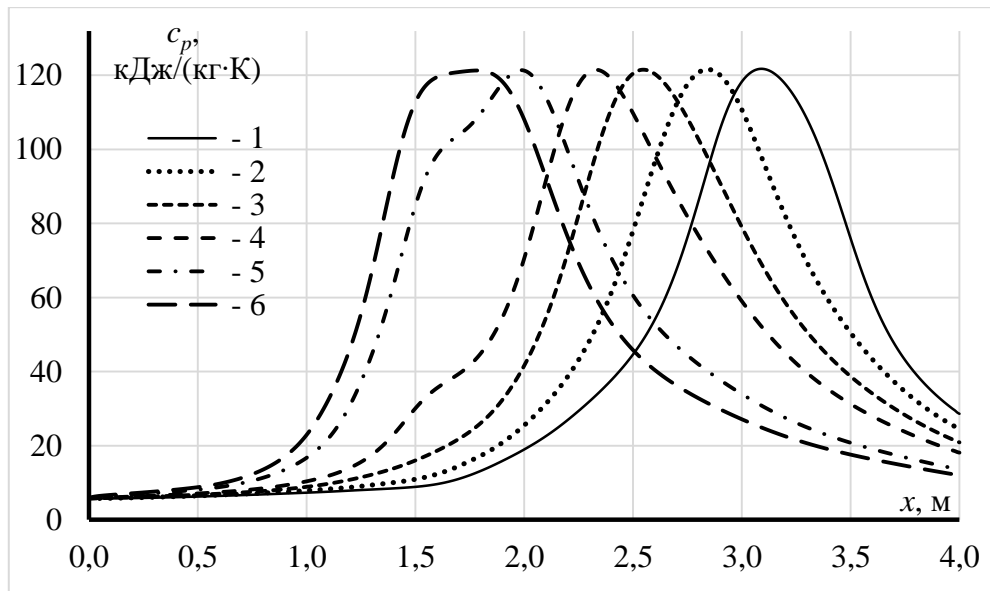
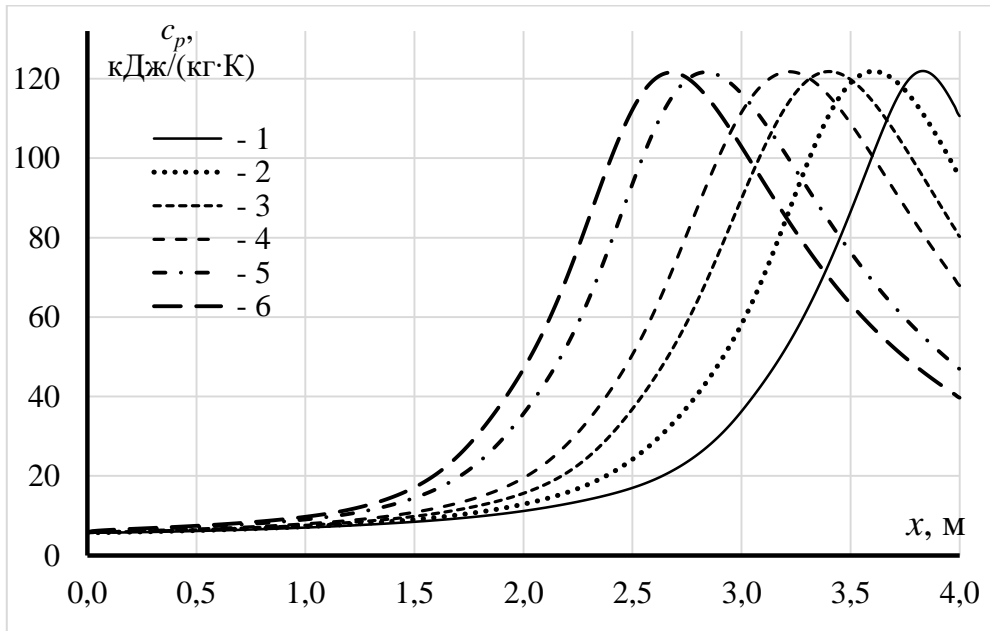


Рис. 4.9. Розподіл питомої теплоємності надкритичної води c_p по радіусу труби при значеннях підведеного теплового потоку $q = 310 \text{ кВт/м}^2$ (а) і $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ (б) на різній відстані x від входу у нагрівану ділянку труби: 1 – $x = 2.0 \text{ м}$; 2 – $x = 2.2 \text{ м}$; 3 – $x = 2.4 \text{ м}$; 4 – $x = 2.6 \text{ м}$; 5 – $x = 2.8 \text{ м}$; 6 – $x = 3.0 \text{ м}$; 7 – $x = 3.4 \text{ м}$; 8 – $x = 3.8 \text{ м}$.



a)



б)

Рис. 4.10. Розподіл питомої теплоємності надкритичної води c_p по довжині труби при величинах підведеного теплового потоку $q = 310 \text{ кВт/м}^2$ (а) і $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ (б) для різних значень радіальної координати: 1 – $r = 0.0$ м; 2 – $r = 0.003$ м; 3 – $r = 0.004$ м; 4 – $r = 0.0045$ м; 5 – $r = 0.0049$ м; 6 – $r = 0.00495$ м.

Щодо підобласті $x < x_{pc}$, то тут місце положення максимуму c_p залежить від координати x . Чим менше значення x , тим ближче до стінки розташовується максимум c_p (криві 1-5 на рис. 4.9а). Такий характер зміни радіального розподілу c_p , як очевидно, пов'язаний з тим, що вниз за потоком до температури псевдокритичного переходу нагріваються все більш віддаленні від стінки шари води

Координати r_{max} розташування вказаного максимуму c_p визначається перетином перерізу $x = const$ з ізотермою псевдокритичного переходу T_{pc} . На рис. 4.2 наведено конфігурацію цих ізотерм для різних значень q .

Згідно з одержаними даними, при відносно малих величинах q ($q = 239$ кВт/м²) на значній ділянці труби, розташованій зліва від ізотерми T_{pc} , температура теплоносія нижче T_{pc} і відповідно він перебуває у псевдорідкому стані. Зі зростанням q ($q = 310$ кВт/м²) розміри цієї ділянки зменшуються. І відповідно збільшуються розміри ділянки праворуч від ізотерми T_{pc} , де стан теплоносія визначається як псевдогазовий. Щодо координати x_{pc} , яка відповідає положенню ізотерми T_{pc} на осі труби, то вона теж суттєво залежить від величини q . Як видно з рис. 4.2, для $q = 310$ кВт/м² значення x_{pc} становить 3,10 м, а для $q = 239$ кВт/м² – 3,73 м.

Відповідно до описаної конфігурації ізотерм T_{pc} при різних значеннях q характер зміни c_p по радіусу труби для $q = 239$ кВт/м² суттєво відрізняється від ситуації для $q = 310$ кВт/м² (рис. 4.9 а та 4.9 б). А саме, при $q = 239$ кВт/м² зона $x < x_{pc}$, у якій залежність $c_p = f(r)$ має екстремальний характер, значно збільшується. А зона, $x \geq x_{pc}$, в якій відбувається падіння c_p зі зростанням x , скорочується.

Значно відрізняються також картини розподілу c_p по довжині труби за різних величин теплового потоку q (рис. 4.10 а, 4.10 б). Хоча вказані картини схожі в якісному відношенні, менше з тим вони мають суттєві кількісні відмінності. При фіксованих значеннях радіуса r зі зменшенням q координати x_{max} , що відповідають максимумам кривих $c_p = f(x)$, зміщуються в область більших значень x . (Ці

координати відповідають перетину поверхні $r = \text{const}$ із ізотермою T_{pc}).

Насамкінець слід зазначити, що описаний складний характер просторового розподілу питомої теплоємності надкритичної води та інших фізичних властивостей поряд з іншими факторами зумовлює появу таких явищ, як змінність сил плавучості і прискорення потоку по довжині каналу та визначає особливості теплообміну і температурного режиму при течії за умов надкритичного тиску.

Нижче наводяться результати виконаних досліджень щодо просторових розподілів динамічної і кінематичної в'язкості надкритичної води.

Температурна залежність динамічної в'язкості наведена на рис. 4.11.

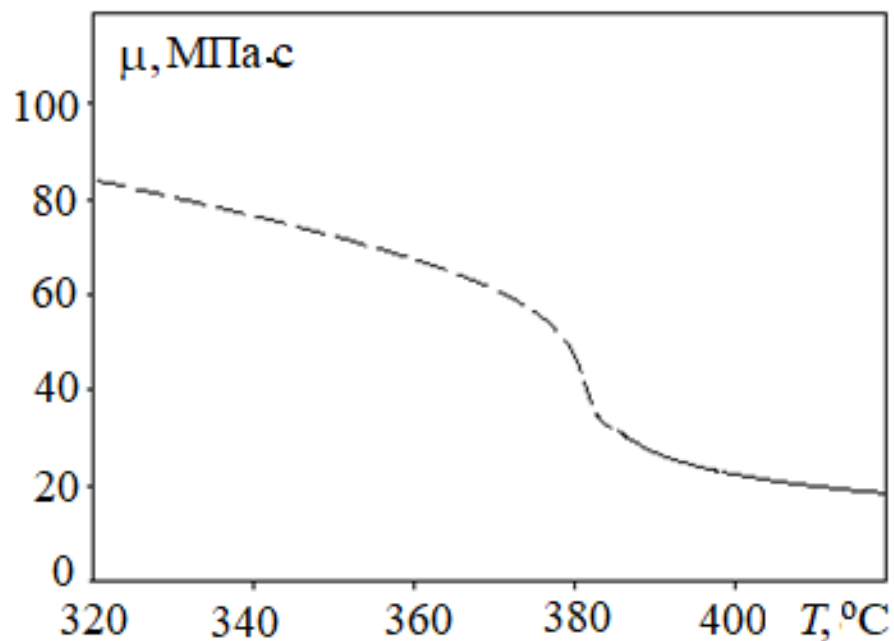


Рис. 4.11. Температурна залежність динамічної в'язкості μ надкритичної води при $P_{\text{вх}} = 24,0$ МПа.

Як видно, в температурному інтервалі, що досліджується, динамічна в'язкість μ надкритичної води знижується зі зростанням температури приблизно в три рази. При цьому найбільш значне зниження величини μ спостерігається в області псевдокритичного переходу псевдорідина - псевдогаз (381,4 °C).

На рис. 4.12 представлено поля динамічної в'язкості μ в каналі при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку q . Картина наведених полів μ свідчить про те, що вниз за течією динамічна в'язкість надкритичної води зменшується відповідно до збільшення температури потоку (зображення полів μ на рисунку стає світлішим). При цьому зниження рівня μ є більш значним для $q = 310 \text{ кВт/м}^2$

Розподіл динамічної в'язкості μ по радіальній координаті r при різних значеннях координати x по довжині труби для двох величин підведеного до стінки теплового потоку ілюструє рис. 4.13.

Наведені дані свідчать про те, що у фіксованих поперечних перерізах труби більші значення μ мають місце на осі труби та зменшуються з наближенням до її стінки. Зазначена закономірність найяскравіше проявляється у центральній по довжині ділянці труби. Описана картина зміни за радіусом труби в'язкості μ характерна для різних значень теплового потоку q , що підводиться. При цьому більшому значенню q ($q = 310 \text{ кВт/м}^2$) відповідають помітно більші відмінності μ по радіусу труби на її початковій та центральній ділянці та дещо менші відмінності – на вихідній ділянці труби.

Розподіл динамічної в'язкості по довжині труби при різних значеннях радіальної координати для двох величин підведеного до стінки теплового потоку, ілюструє рис.4.14.

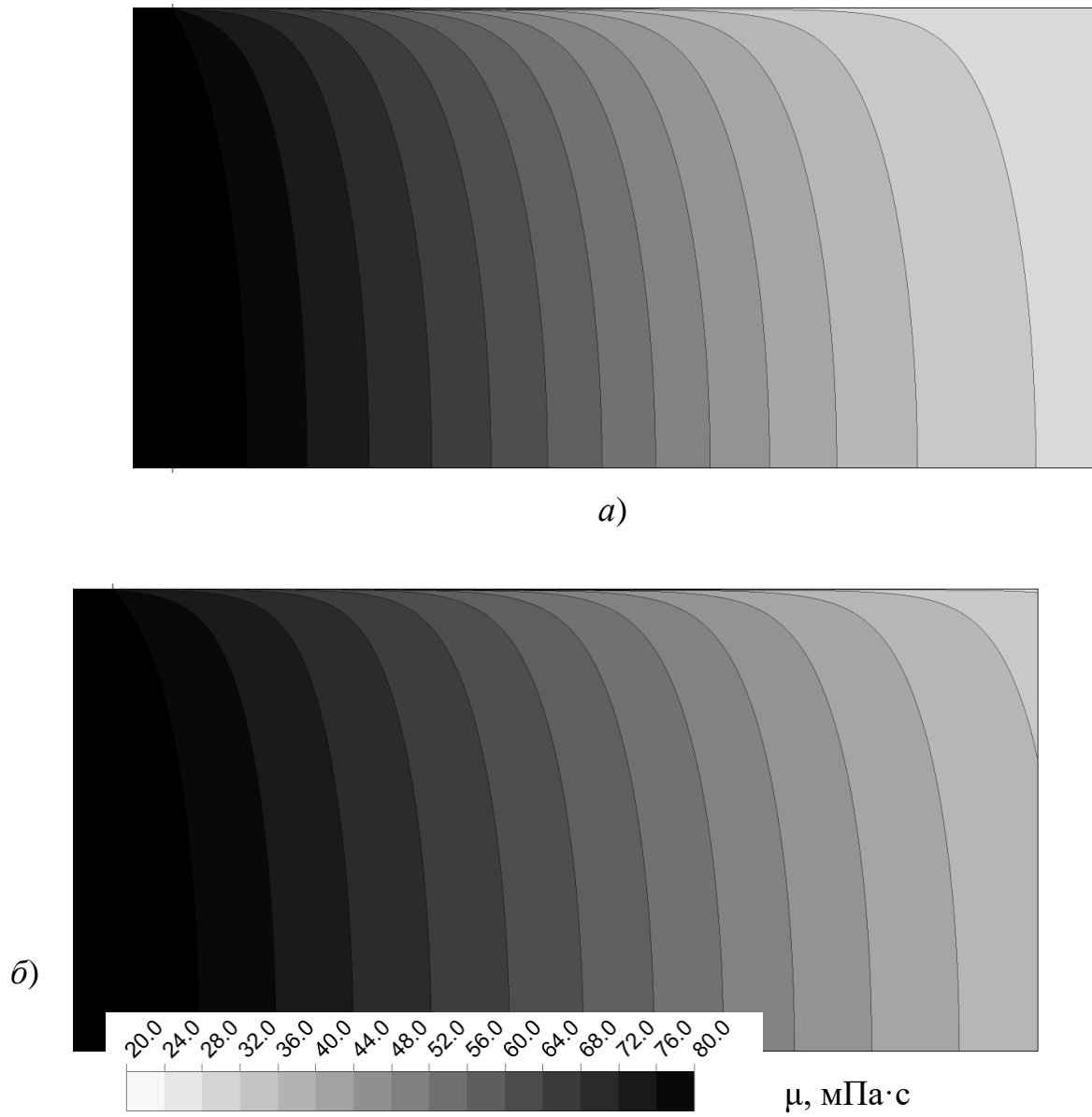


Рис. 4.12. Поля динамічної в'язкості μ надкритичної води в каналі при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310 \text{ кВт/м}^2$; б) $q = 239 \text{ кВт/м}^2$.

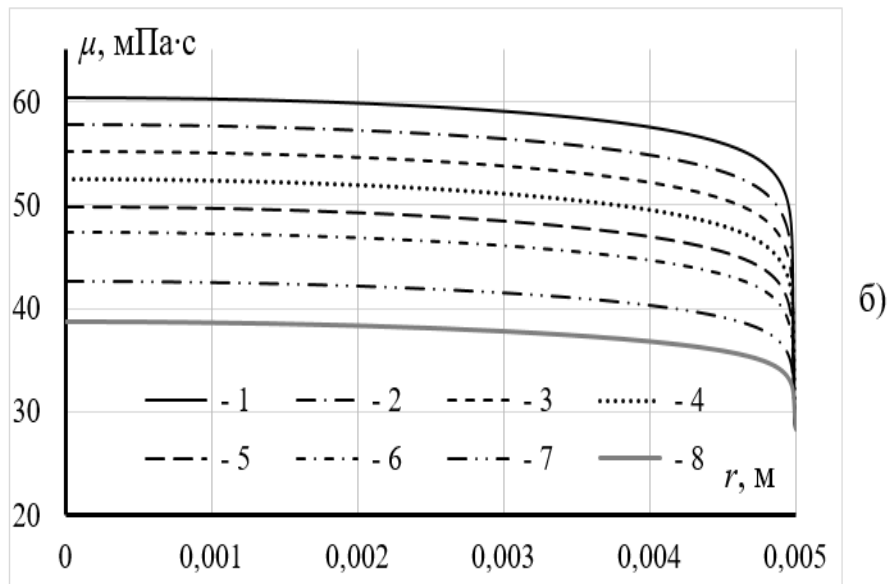
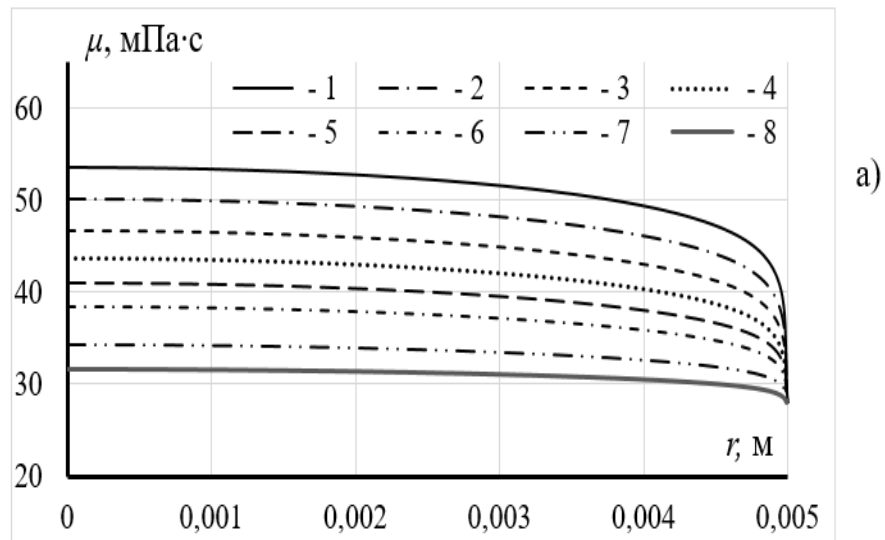
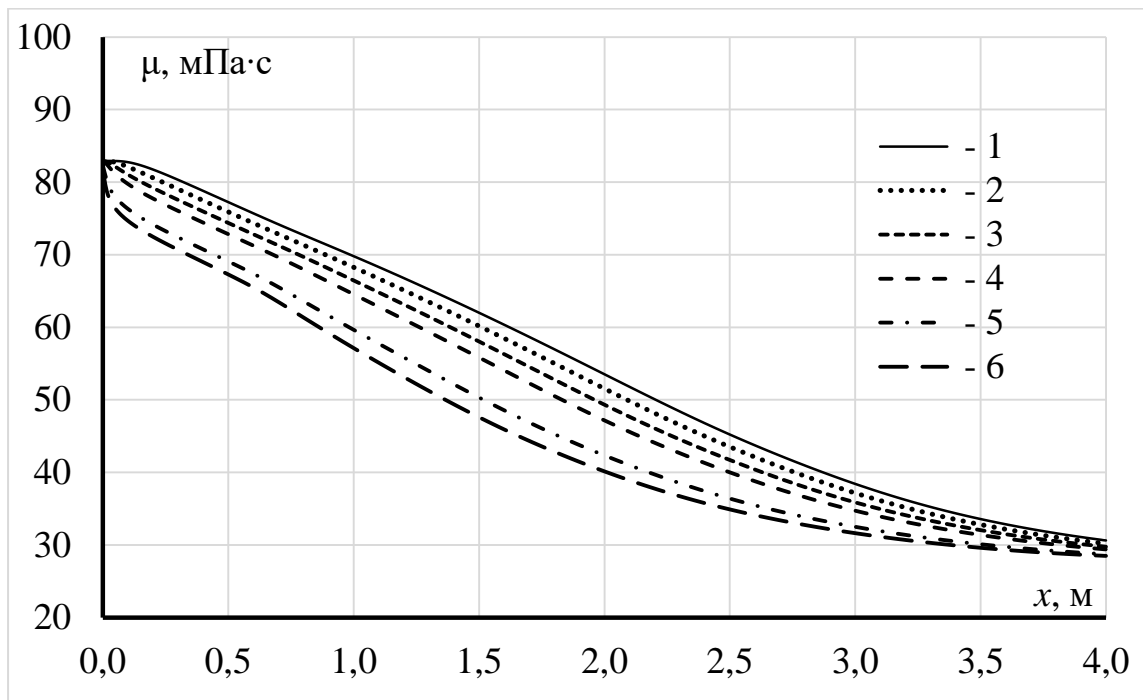
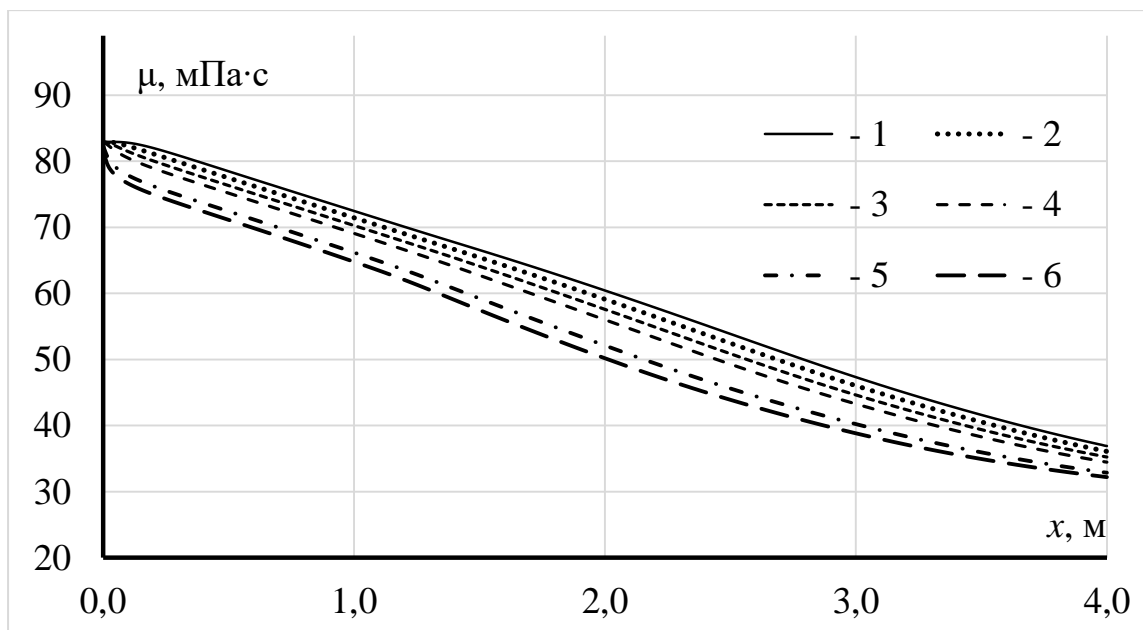


Рис. 4.13. Розподіл динамічної в'язкості μ надкритичної води по радіальній координаті r при різних значеннях координати x по довжині труби для двох величин підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q=310$ кВт/м²; б) $q=239$ кВт/м²; 1 – $x = 2,0$ м; 2 – $x = 2,2$ м; 3 – $x = 2,4$ м; 4 – $x = 2,6$ м; 5 – $x = 2,8$ м; 6 – $x = 3,0$ м; 7 – $x = 3,4$ м; 8 – $x = 3,8$ м.



a)



б)

Рис.4.14. Розподіл динамічної в'язкості μ надкритичної води по довжині труби при різних значеннях радіальної координати r для двох величин підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310$ кВт/м²; б) $q = 239$ кВт/м²; 1 – $r = 0.0$ м; 2 – $r = 0.003$ м; 3 – $r = 0.004$ м; 4 – $r = 0.0045$ м; 5 – $r = 0.0049$ м; 6 – $r = 0.00495$ м.

На рис.4.15 наведено температурну залежність густини ρ та динамічної μ і кінематичної ν в'язкості надкритичної води при $P = 24$ МПа.

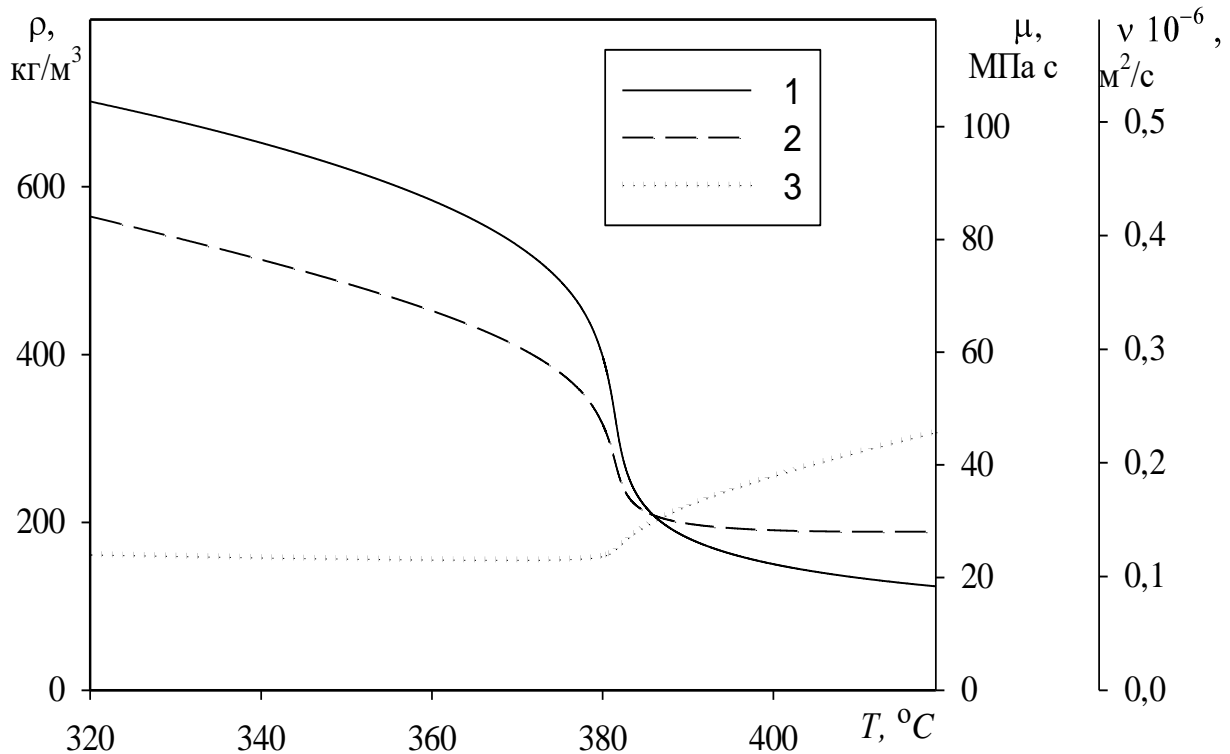


Рис. 4.15. Температурна залежність густини ρ (1), динамічної μ (2) і кінематичної ν (3) в'язкості надкритичної води при $P_{\text{вх}}=24,0$ МПа.

Як видно, у досліджуваному температурному інтервалі динамічна в'язкість та густина надкритичної води суттєво знижуються з ростом температури. Щодо кінематичної в'язкості надкритичної води, то вона практично не змінюється при зростанні температури до величини дещо нижчої T_{pc} . З подальшим підвищенням рівня температури в області, що відповідає псевдогазу, кінематична в'язкість зростає.

Рисунок 4.16 ілюструє радіальний розподіл кінематичної в'язкості надкритичної води в різних поперечних перерізах труби $x=\text{const}$. Як свідчать наведені дані, при обох розглянутих значеннях q радіальні розподіли в'язкості якісно схожі. Величина ν суттєво змінюється по радіусу тільки поблизу стінки труби. На деякій відстані від неї мають місце незначні зміни кінематичної в'язкості по радіусу. Такий характер поведінки величини ν відповідає радіальним температурним профілям надкритичної води. Останні характеризуються підвищеними рівнями температур поблизу стінки труби та поступовим зниженням температури з віддаленням від неї.

Щодо зміни радіальних розподілів ν по довжині труби, то обох розглянутих значень q вниз за потоком спостерігається зростання величини ν при незмінності характеру цих розподілів.

Радіальні профілі коефіцієнта кінематичної в'язкості ν , незважаючи на якісну подібність при різних значеннях q , мають суттєві кількісні відмінності. При цьому зазначені відмінності зростають із віддаленням від вхідного перерізу каналу. Більшому значенню q ($q=310$ кВт/м²) відповідають більші величини в подібних точках фіксованого поперечного перерізу труби. Поряд з цим має місце зменшення розмірів зони в ядрі потоку, в якій величина ν є практично незмінною по радіусу.

На рисунку 4.17 наведено розподіли по довжині труби кінематичної в'язкості надкритичної води. Як видно, для обох розглянутих значень q , на початковій ділянці труби кінематична в'язкість практично не змінюється як за течією, так і по радіусу. Щодо вказаної початкової ділянки, то її протяжність є помітно більшою при меншому значенні q . А саме, при $q = 239$ кВт/м² ця протяжність становить близько 1,5 м, а при $q = 310$ кВт/м² близько 1 м. Далі за течією спостерігається зростання кінематичної в'язкості, насамперед, поблизу стінки з подальшим його розповсюдженням до осі труби. При цьому вниз за потоком темп зростання μ збільшується.

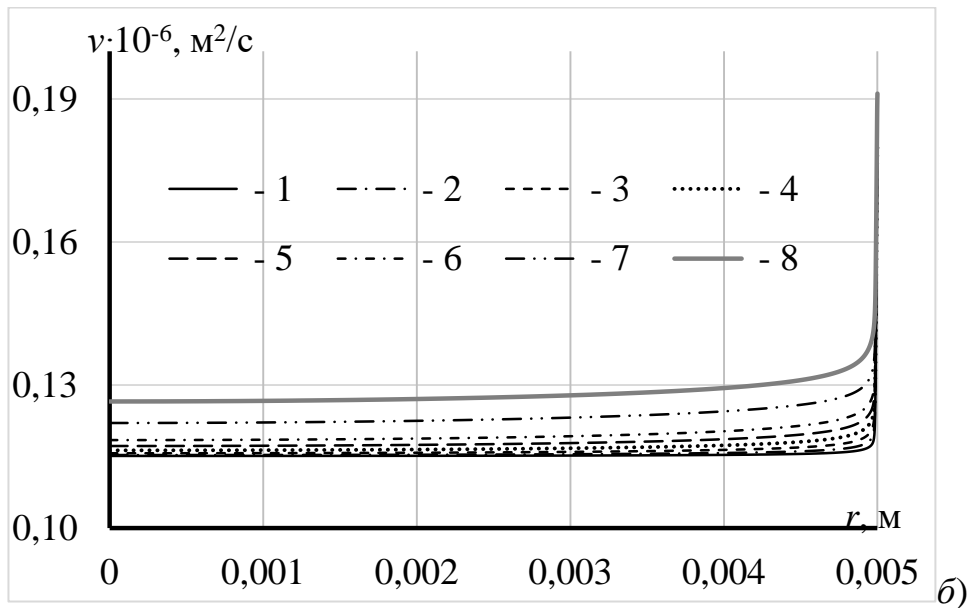
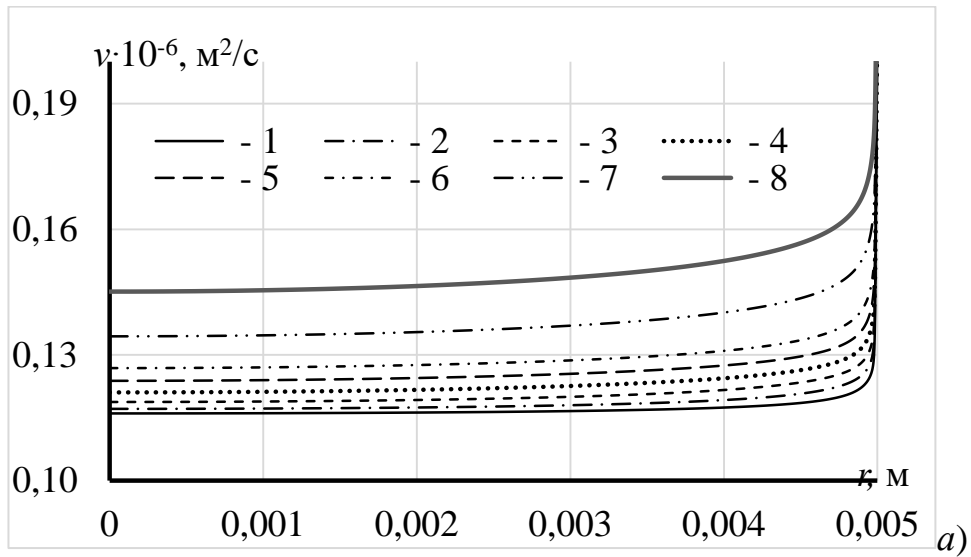


Рис. 4.16. Розподіл по радіальній координаті труби r кінематичної в'язкості ν надкритичної води у фіксованих поперечних перерізах $x = \text{const}$: 1 – $x = 2,0$ м ; 2 – $x = 2,2$ м; 3 – $x = 2,4$ м; 4 – $x = 2,6$ м; 5 – $x = 2,8$ м; 6 – $x = 3,0$ м; 7 – $x = 3,4$ м; 8 – $x = 3,8$ м для двох величин підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310$ кВт/м²; б) $q = 239$ кВт/м².

Порівняльний аналіз розподілу v по довжині труби для різних значень q свідчить про таке. При більших величинах q мають місце вищі значення v у відповідних точках центральної і вихідної ділянки труби (рис. 4.17). При цьому у фіксованих поперечних перерізах труби різниця Δv значень кінематичної в'язкості на осі та поблизу труби є суттєво більшою при $q = 310 \text{ кВт/м}^2$. Так, на виході з труби величина Δv при даному значенні q у 2,5 рази перевищує відповідне значення при $q = 239 \text{ кВт/м}^2$.

4.2. Особливості зміни теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах за умов відносно високих величин її масової швидкості.

В даному підрозділі наводяться результати досліджень просторової зміни теплофізичних властивостей надкритичної води при її масовій швидкості $1000 \text{ кг/(м}^2\text{°C)}$ і варіюванні значень густини теплового потоку. Розглядаються особливості руху фронту псевдофазового переходу, які значною мірою визначають характер розподілу властивостей теплоносія. Представлено результати CFD моделювання по розподілу вздовж нагріваної ділянки труби таких властивостей надкритичної води, як густина, коефіцієнт теплопровідності і питома теплоємність. Подаються дані зіставлення особливостей розподілу вказаних властивостей, розрахованих за температурою стінки труби і на її осі.

При проведенні обчислювальних експериментів задавались такі значення теплового потоку: $q = 392 \text{ кВт/м}^2$ (варіант 1) і $q = 896 \text{ кВт/м}^2$ (варіант 2).

Характер розподілу фізичних властивостей надкритичної води в каналі, що обігрівається, як уже зазначалося, значною мірою зумовлений рухом у ньому фронту псевдофазового переходу, що визначається ізотермою $T = T_{pc}$ (де T_{pc} – температура псевдофазового переходу, що відповідає максимуму теплоємності при даному тиску). На рис. 4.18 для розглянутих варіантів розрахунку показано положення фронтів початку та кінця псевдофазового переходу, що відповідають

зоні $\pm 25^\circ\text{C}$ навколо температури T_{pc} .

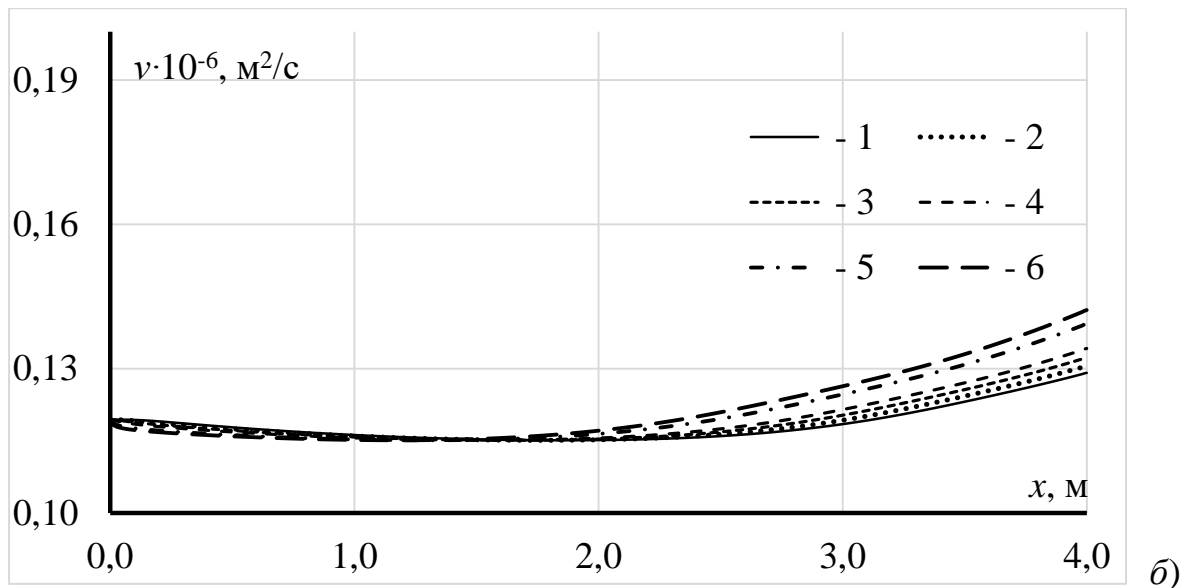
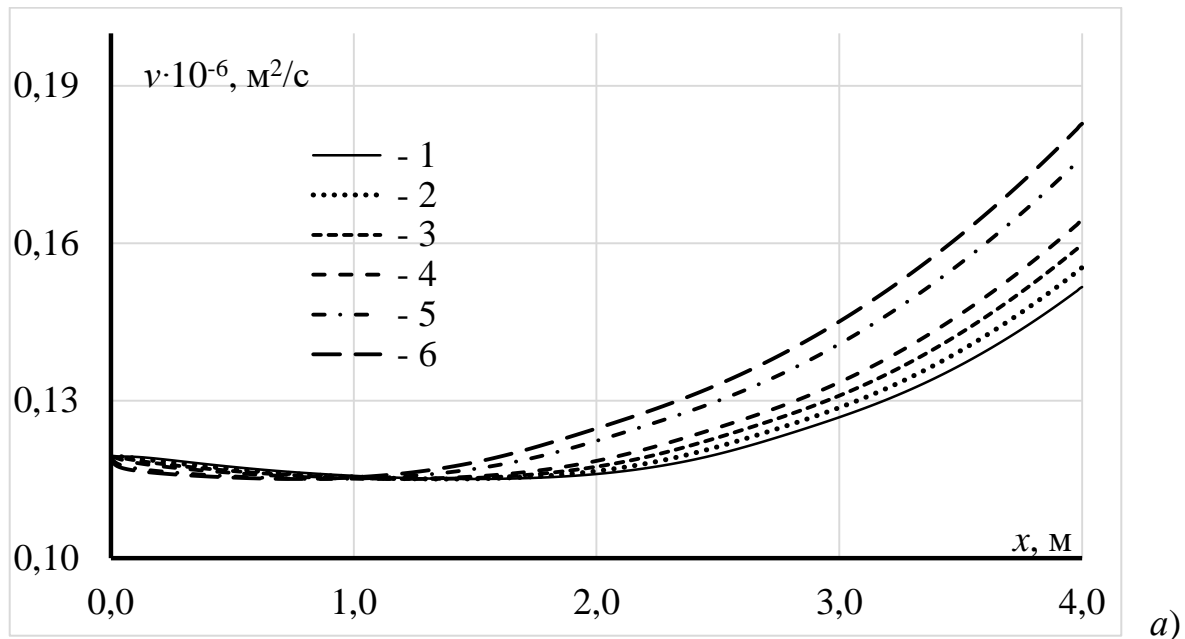
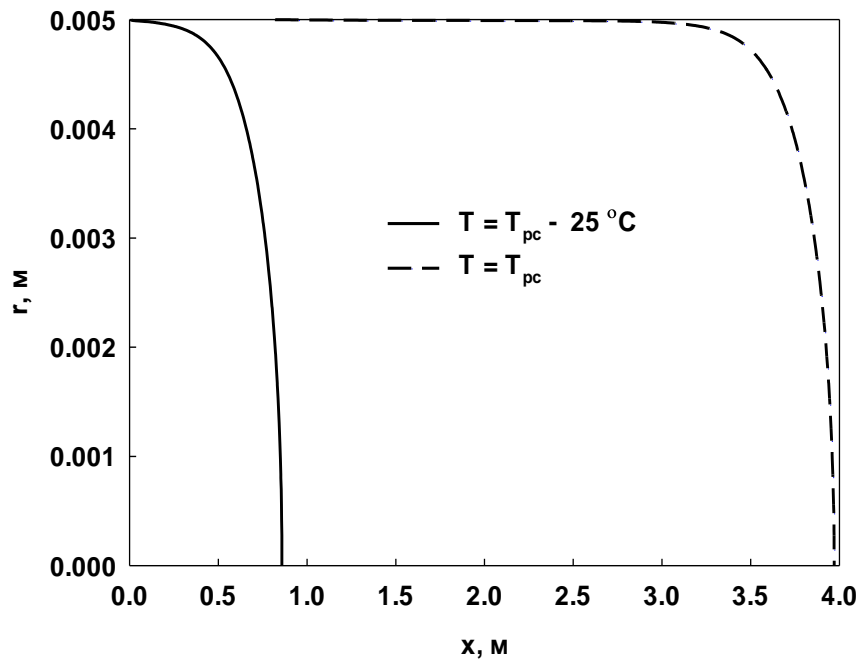
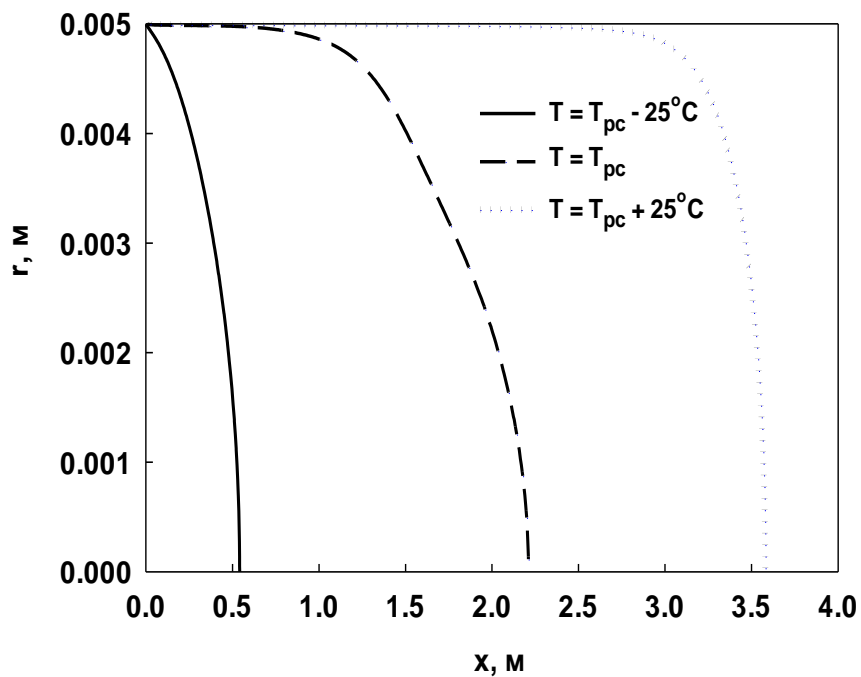


Рис. 4.17. Розподіли по довжині труби кінематичної в'язкості ν надкритичної води при різних значеннях радіальної координати r для двох величин підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310 \text{ кВт/м}^2$; б) $q = 239 \text{ кВт/м}^2$; 1 – $r = 0.0 \text{ м}$; 2 – $r = 0.003 \text{ м}$; 3 – $r = 0.004 \text{ м}$; 4 – $r = 0.0045 \text{ м}$; 5 – $r =$

0.0049 м; $6 - r = 0.00495$ м.



a)



б)

Рис. 4.18. Положення фронтів початку і кінця псевдофазового переходу, що відповідають зоні $\pm 25^\circ\text{C}$ навколо температури псевдофазового переходу T_{pc} , для варіантів розрахунків, що розглядаються: а) варіант 1; б) варіант 2.

Як впливає з отриманих даних, при відносно невеликій густині підведеного теплового потоку (варіант 1, рис. 4.18 а) майже у всій аналізованій області за винятком вузьких зон, прилеглих до стінки і вихідного перерізу труби, температура теплоносія нижче T_{pc} . У цій області теплоносії знаходиться в псевдорідкому стані, і характер поведінки його фізичних властивостей залишається таким самим, як для рідин при докритичних параметрах: зокрема зі зростанням температури знижується його густина і динамічна в'язкість. Саме з цим пов'язане зменшення по довжині труби значень густини і в'язкості на її осі, яке показано на рис. 4.19, 4.20. Однак поблизу вихідного перерізу ($x = x_{pc}^A = 3,85$ м) температура навіть на осі труби досягає псевдокритичного значення, що призводить до екстремальної зміни в цій зоні теплоємності (рис. 4.19) та теплопровідності (рис. 4.20).

Поведінка фізичних властивостей теплоносія поблизу стінки труби суттєво відрізняється від характеру їх зміни вздовж осі труби, хоч і зумовлена аналогічними причинами. Температура стінки труби досягає величини T_{pc} при значно менших величинах поздовжньої координати ($x = x_{pc}^W = 0,86$ м). У зв'язку з цим саме тут спостерігаються максимуми теплоємності та теплопровідності (рис. 4.19, 4.20) і з'являються точки перегину на лініях зміни густини та в'язкості, зумовлені різким зменшенням їх величин у області псевдофазового переходу. Слід зазначити, що вниз за потоком від перерізу $x = x_{pc}^W$ всі зазначені властивості (розраховані за значеннями температури стінки) змінюються незначно.

При досить високій густині підведеного теплового потоку (варіант 2, рис. 4.18 б) область між границею початку і кінця псевдофазового переходу охоплює майже всю довжину труби. Положення фронту псевдофазового переходу поблизу осі труби зміщується по її довжині від кінця труби (для варіанту 1) приблизно до її середини (для варіанту 2). Відповідно зміщуються і положення максимумів теплоємності та теплопровідності, розраховані за температурою на осі труби (рис.

4.21, 4.22). Як показали результати розрахунків, для варіанта 2 температура стінки досягає величини T_{pc} в безпосередній близькості від входу в нагрівану ділянку труби у зв'язку з чим фізичні властивості теплоносія, розраховані за температурою стінки, зазнають саме в цій зоні різкі зміни, а на решті частини труби змінюються незначно (рис. 4.21, 4.22). Слід також зазначити, що у вихідній частині труби теплоносіє знаходиться в псевдогазовому стані, про що свідчить тенденція до зростання динамічної в'язкості (рис. 4.22), характерна для газів при збільшенні температури.

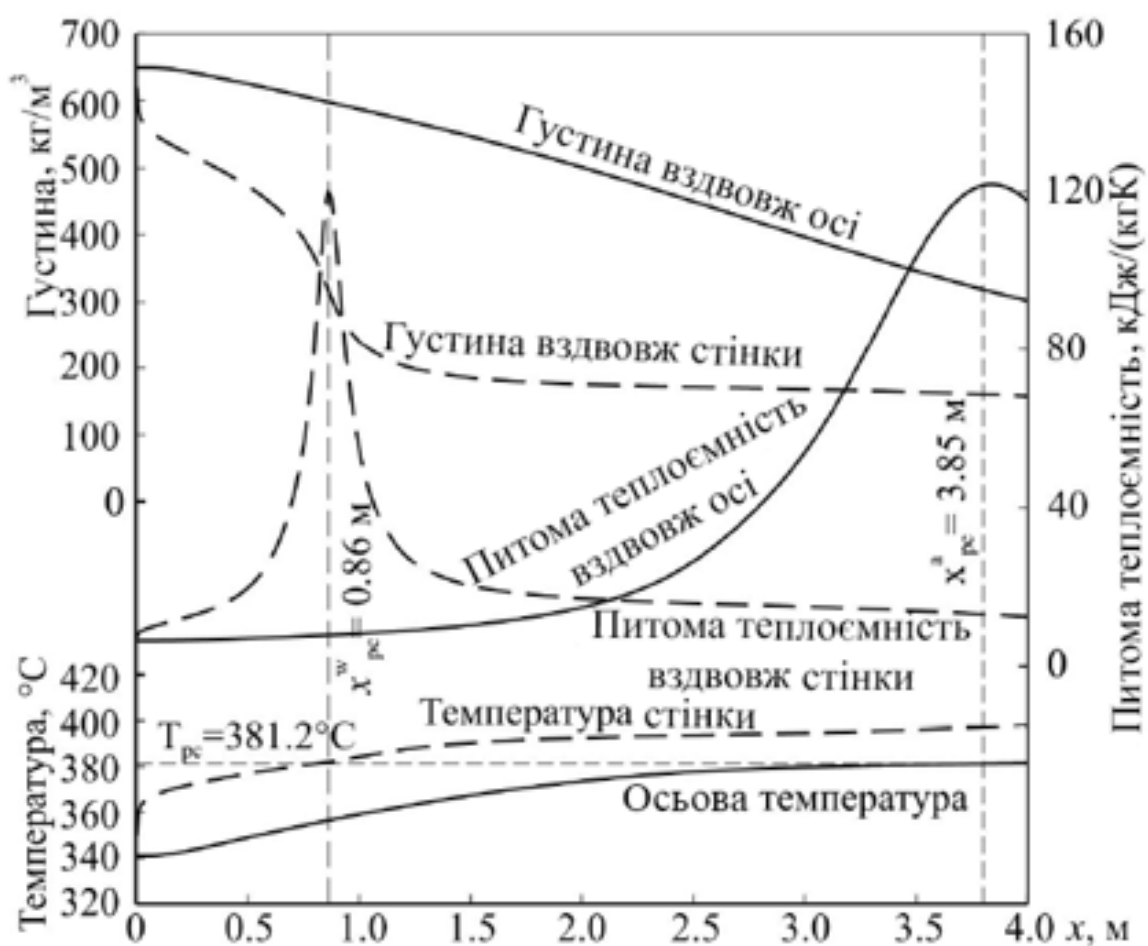


Рис. 4.19. Розподіл густини та питомої теплоємності вздовж осі та стінки труби для варіанта розрахунків 1.

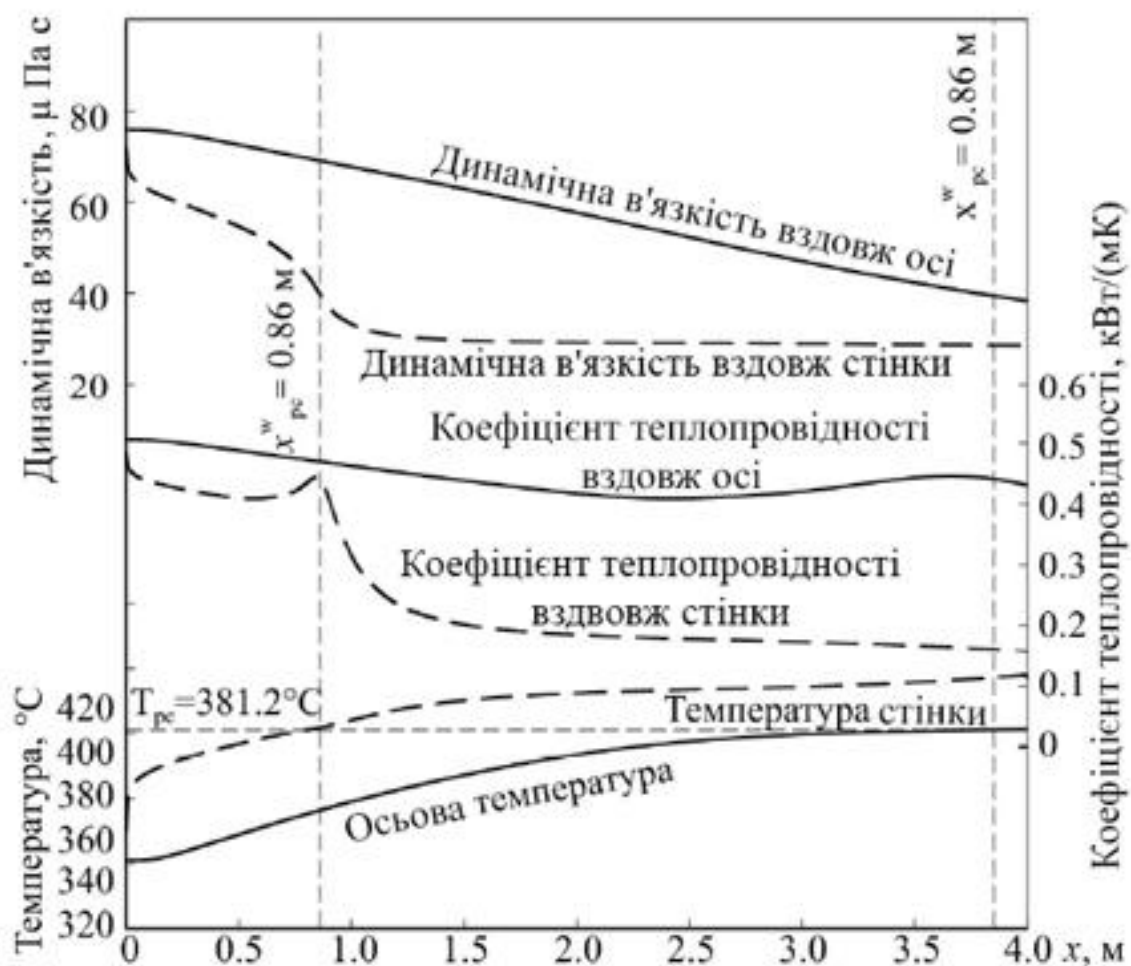


Рис. 4.20. Розподіл динамічної в'язкості та коефіцієнта теплопровідності вздовж осі та стінки труби для варіанту розрахунків 1.

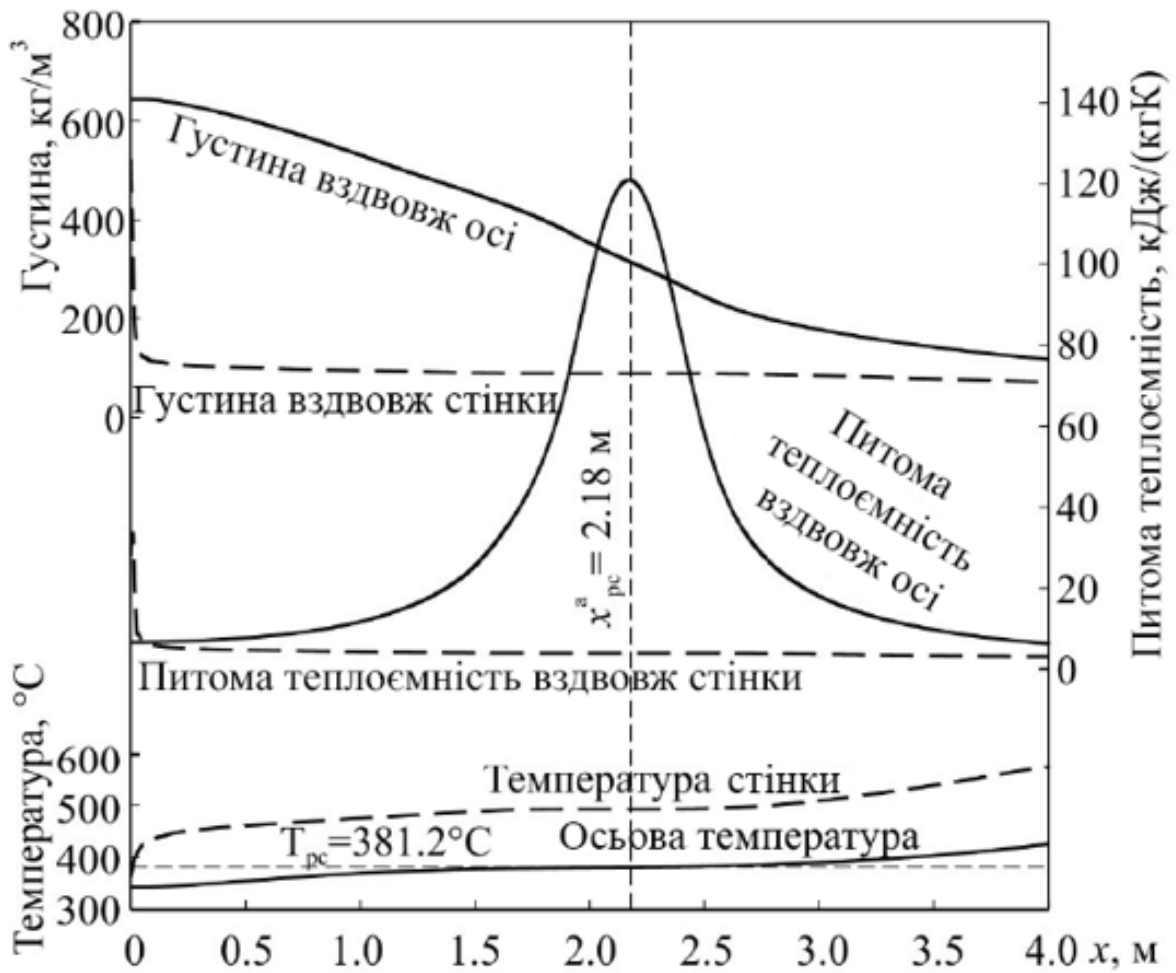


Рис. 4.21. Розподіл густини та питомої теплоємності вздовж осі та стінки труби для варіанту розрахунків 2.

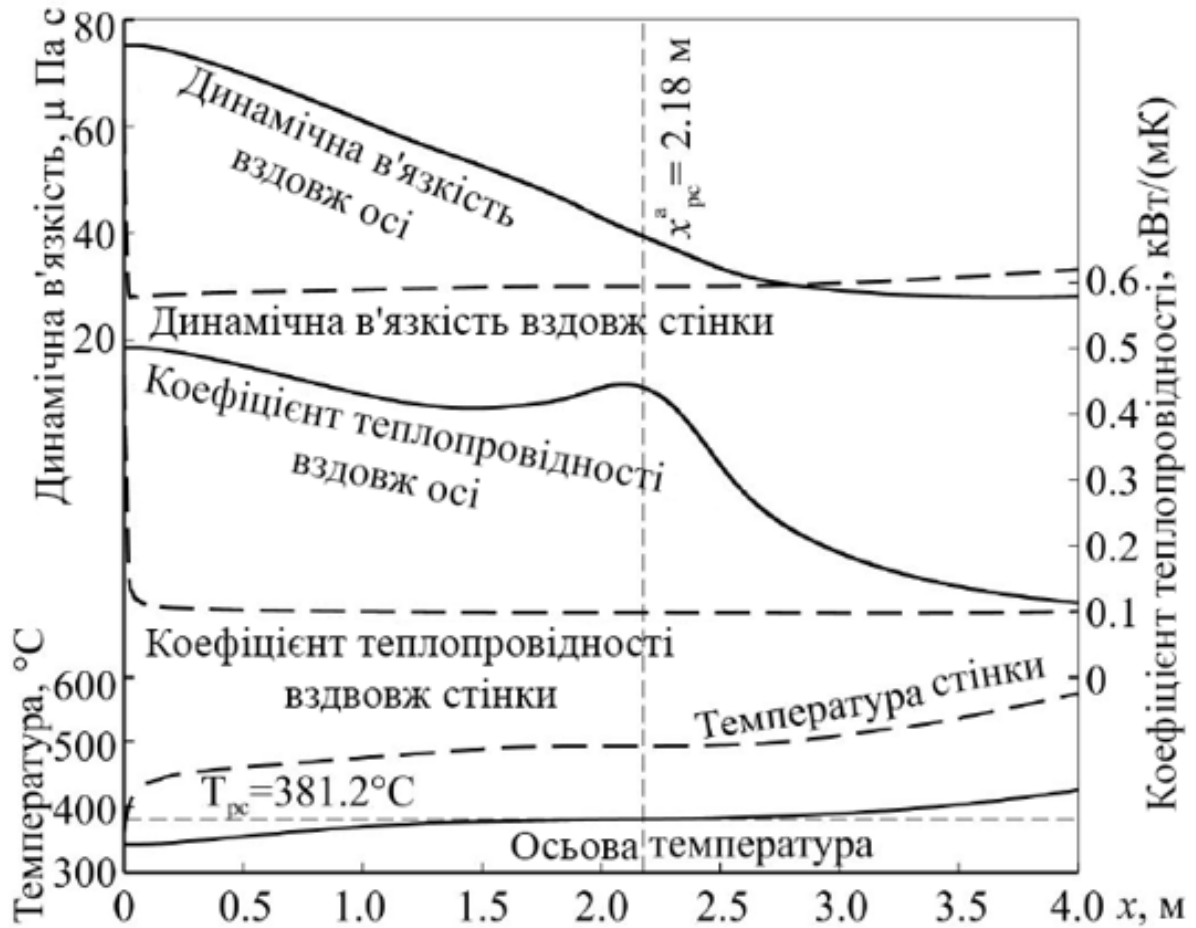


Рис. 4.22. Розподіл динамічної в'язкості та коефіцієнта теплопровідності вздовж осі та стінки труби для варіанту розрахунків 2.

На рис. 4.23 як приклад зміни фізичних властивостей теплоносія по перерізу труби наведено розподіл питомої теплоємності c_p по радіусу труби для двох значень тепlopідводу, що розглядаються. Як видно, положення максимуму c_p у поперечному перерізі труби суттєво залежить від рівня підведеного теплового потоку. Так, при невеликому його значенні (варіант 1, рис. 4.23 а) екстремум теплоємності майже на всій довжині труби, $x \leq 3$ м, розташований поблизу стінки і лише на вихідній ділянці труби положення максимуму c_p зміщується до осі труби. При досить великій густині підведеного теплового потоку картина інша: поблизу стінки максимум c_p має місце лише на початковій ділянці, $x \leq 1$ м, потім зі зростанням x максимум c_p зміщується до осі труби і при подальшому збільшенні поздовжньої координати зберігає це положення, суттєво зменшуючись (рис. 4.23 б).

4.3. Вплив дії архімедових сил на густину надкритичної води

Даний підрозділ присвячено аналізу залежності просторових розподілів густини надкритичної води від дії архімедових сил.

Нижче наведено результати математичного моделювання, що відповідають таким вихідним параметрам: масова швидкість $G = 500$ кг/(м²·с); тиск на вході в канал $P_{\text{вх}} = 24$ МПа; температура на вході $T_{\text{вх}} = 323$ °С. Дослідження проводилися за різних значень густини теплового потоку: $q = 239$ кВт/м²; 263 кВт/м²; 287 кВт/м² и 310 кВт/м². На рис. 4.24 наведено температурну залежність густини надкритичної води при $P = 24$ МПа згідно з даними [8].

Рисунок 4.25 ілюструє результати CFD моделювання з розподілу густини надкритичної води вздовж радіуса труби при різних значеннях густини підведеного теплового потоку q на різній відстані x від входу в нагрівану ділянку труби. Тут рис. 4.25 а, б, відповідають наявності врахування сил плавучості, рис. 4.25 в, г, е – відсутність такого врахування при комп'ютерному моделюванні

розрахункової фізичної ситуації.

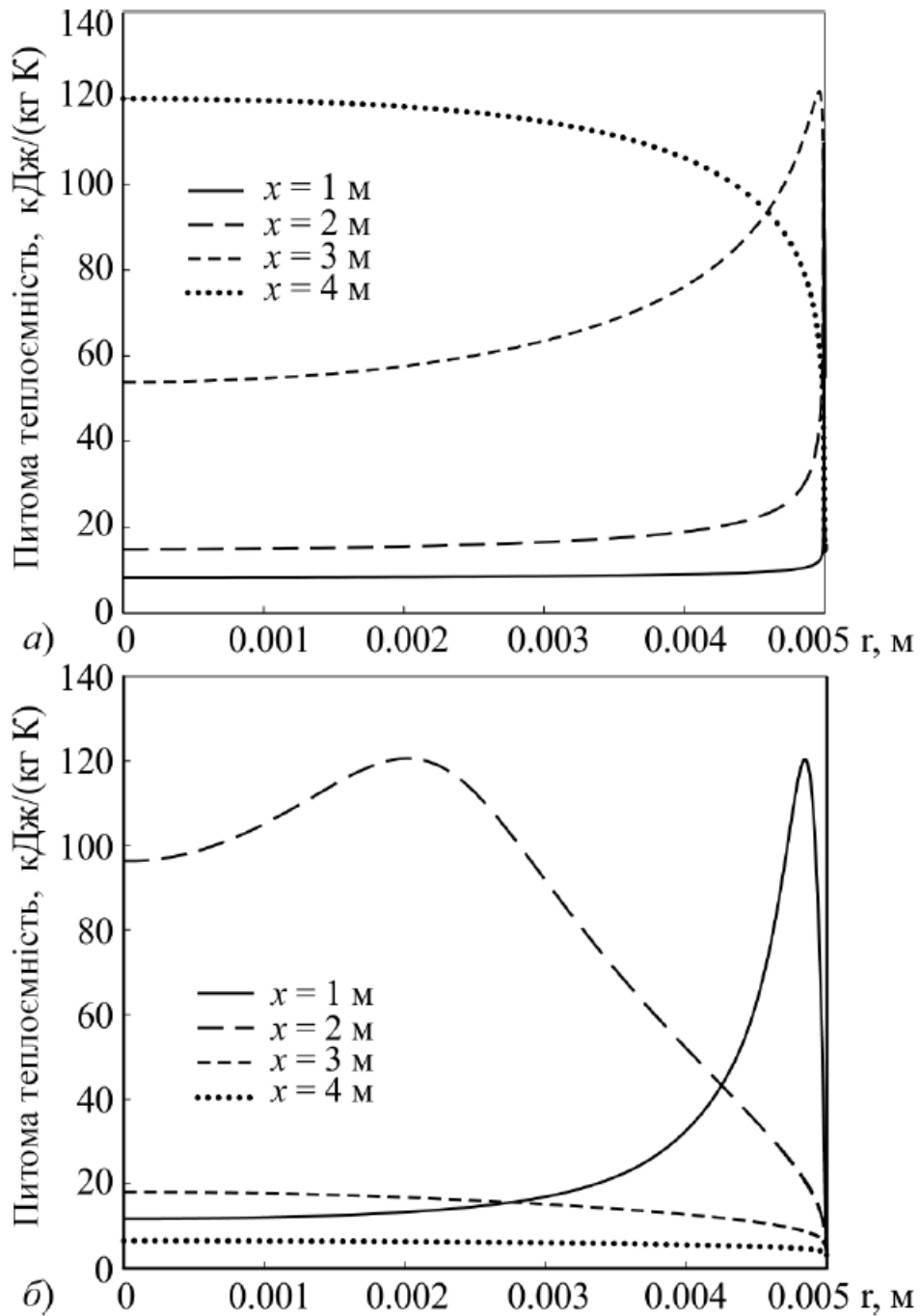


Рис. 4.23. Розподіл питомої теплоємності по радіусу труби на різній відстані від входу в ділянку, що обігривається для аналізованих варіантів розрахунків: а) варіант 1; б) варіант 2.

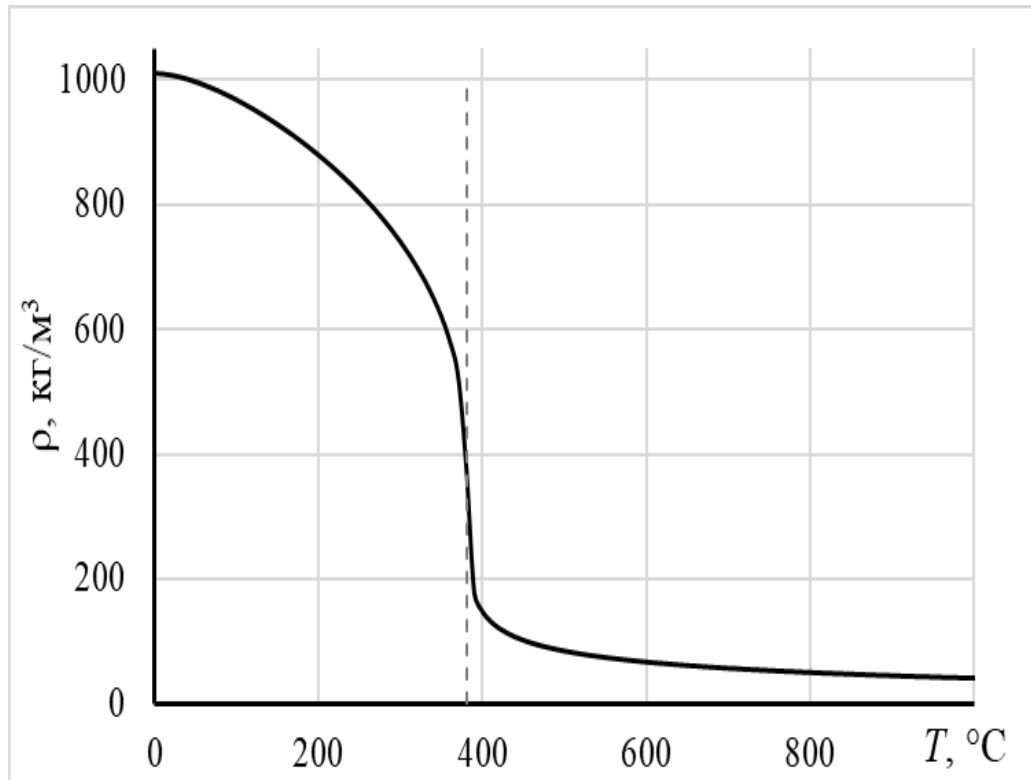


Рис. 4.24. Температурна залежність густини води при тиску $P = 24$ МПа.

Радіальні розподіли густини надкритичної води визначаються відповідними профілями температури. Більш високим температурам у стінки труби відповідають менші значення густини надкритичної води. Зниженим температурам у ядрі потоку відповідають більші величини густини води. Описаний характер профілів густини має місце як у разі наявності, так і відсутності врахування сил плавучості у відповідній математичній моделі (рис. 4.25).

Що стосується залежності даних профілів від густини підведеного теплового потоку q , то як свідчать отримані дані, чим більше q , тим менше густина надкритичної води у фіксованому поперечному перерізі труби.

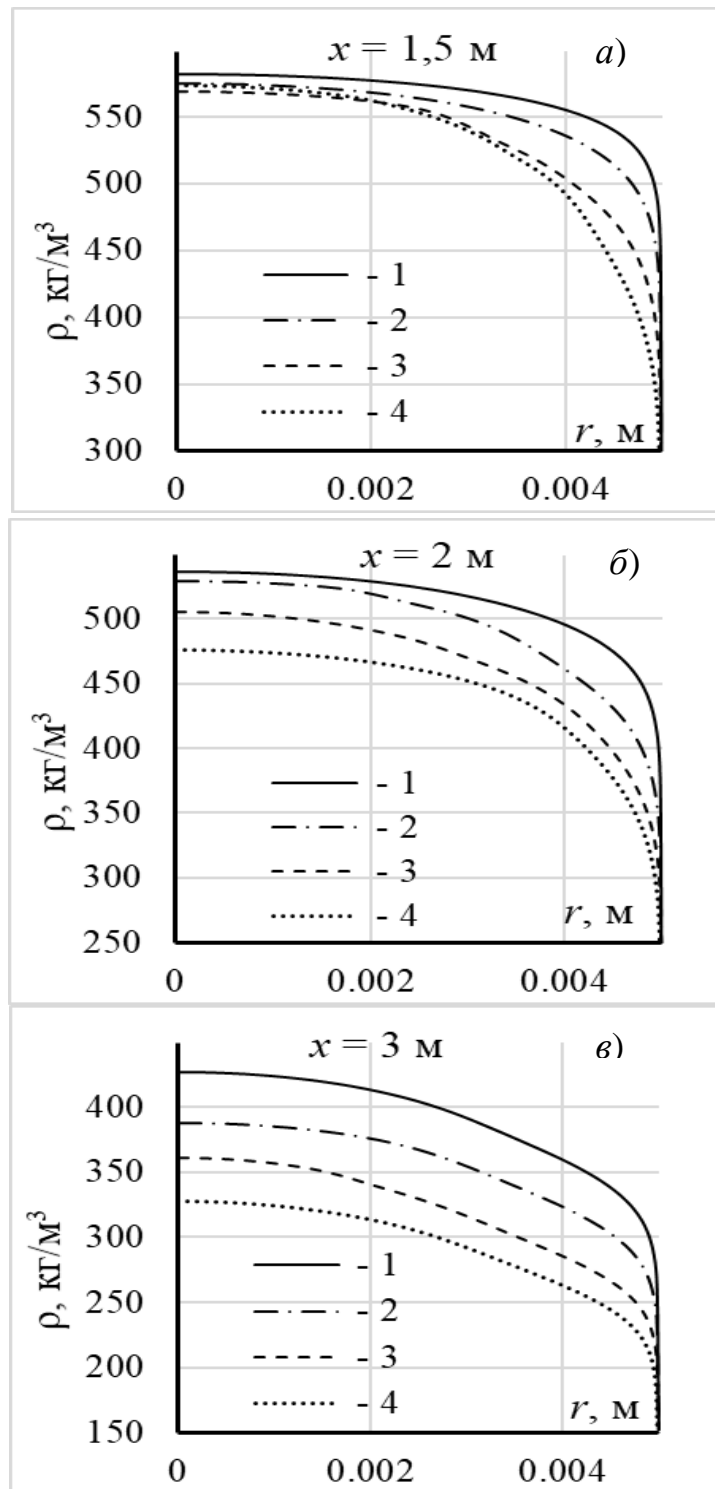
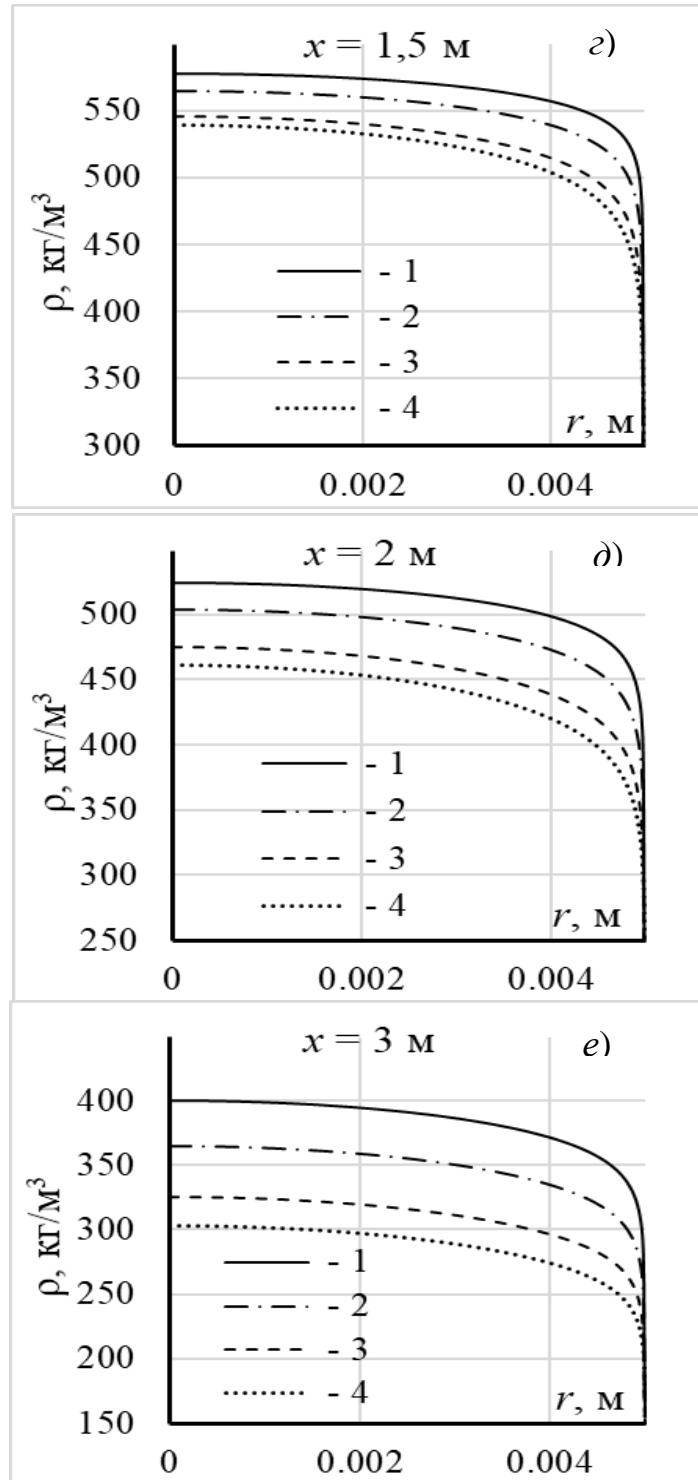


Рис. 4.25. Профілі густини води в радіальному напрямку на різній відстані x від її входу в нагрівану ділянку труби при урахуванні (а, б, в) і без урахування (г, д, е) сил плавучості для різних значень густини підведеного теплового потоку q : 1 – $q = 239 \text{ кВт/м}^2$; 2 – $q = 263 \text{ кВт/м}^2$; 3 – $q = 287 \text{ кВт/м}^2$; 4 – $q = 310 \text{ кВт/м}^2$.

Продовження рис.4.25.



При цьому дана тенденція проявляється менш суттєво поблизу входу в нагрівану ділянку труби. До того ж, тут зазначений вплив теплового потоку q на густину води локалізується в підобласті, що прилягає до стінки труби. Вниз за потоком вплив q поширюється і на область ядра потоку.

Згідно з результатами виконаних досліджень спостерігаються певні відмінності у значеннях густини надкритичної води при моделюванні фізичної ситуації, що розглядається, з урахуванням і без урахування сил плавучості. А саме, у фіксованому перерізі труби $x = \text{const}$, модель з урахуванням сил плавучості відповідає більшим значенням густини в ядрі потоку та меншим – поблизу стінки труби. Тобто радіальні профілі густини є більш заповненими за відсутності урахування сил плавучості.

Описані відмінності у розподілі густини надкритичної води за наявності та відсутності врахування сил плавучості визначаються відповідними відмінностями у температурних профілях. Дійсно, температури, що відповідають наявності сил плавучості, є вищими поблизу стінки труби і меншими поблизу її осі. Підвищені рівні температури поблизу стінки труби, як відомо, зумовлені згасанням турбулентного переносу, пов'язаним з природною конвекцією. З огляду на це відведення теплоти до ядра потоку виявляються утрудненими і температури тут є нижчими, ніж за відсутності урахування природної конвекції.

4.4. Висновки за розділом

1. Виконано дослідження з визначення просторових розподілів теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку за умов змішаної конвекції. При цьому:

- а) на основі розв'язку осесиметричної нелінійної задачі теплопереносу при течії надкритичної води в каналах встановлено особливості її температурних

полів, за якими здійснюється побудова просторових розподілів теплофізичних властивостей води;

б) виконано аналіз закономірностей руху фронтів псевдофазового переходу, які значною мірою визначають характер розподілу теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах;

в) встановлено закономірності структури просторового розподілу коефіцієнта теплопровідності λ надкритичної води в каналах; показано, що має місце немонотонний характер полів λ – вниз за потоком спостерігається локальне підвищення коефіцієнта теплопровідності, зона якого тим більша і далі розташована від вхідного перерізу, чим менше значення підведеного до стінки теплового потоку;

г) виявлено особливості просторового розподілу питомої теплоємності c_p надкритичної води в каналах. Встановлено, що поле теплоємності характеризується наявністю в центральній по довжині частині каналу зони з суттєво підвищеними значеннями c_p . Показано, що значний вплив на просторові розподіли c_p спричиняє величина підведеного до стінки теплового потоку q . Так, зі зменшенням q суттєво зростає протяжність зон по довжині каналу, в яких радіальні розподіли c_p носять екстремальних характер;

д) виконано аналіз зміни динамічної μ і кінематичної ν в'язкості надкритичної води в каналах. При цьому:

- виявлено, що динамічна в'язкість μ надкритичної води суттєво знижується вниз за течією. Це зниження є тим значнішим, чим більша величина підведеного теплового потоку q . Показано, що помітно більші відмінності μ по радіусу труби на її початковій і центральній ділянці відповідають вищому значенню q ($q = 310$ кВт/м²);

- встановлено, що на початковій ділянці труби, яка є більшою при менших значеннях q , кінематична в'язкість ν надкритичної води є практично незмінною. За межами цієї ділянки вниз за течією спостерігається зростання в'язкості ν . При цьому вказане зростання виявляється значнішим при більших величинах теплового потоку q .

2 Виявлено ефекти впливу архімедових сил на просторові розподіли густини надкритичної води в каналах. За результатами зіставлення отриманих CFD передбачень, що відповідають наявності і відсутності врахування сил плавучості, зокрема, показано, що радіальні профілі густини надкритичної води є більш заповненими за відсутності врахування сил плавучості. Тобто модель з врахуванням сил плавучості відповідає більшим значенням густини в ядрі потоку, і меншим – поблизу стінки труби.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі проведено комплексне дослідження турбулентних процесів та теплофізичних властивостей надкритичної води в вертикальних каналах. Основна увага приділена вивченню впливу сил плавучості на теплообмін та течію надкритичної води. Застосовуючи методи CFD моделювання, досліджено просторовий розподіл фізичних властивостей надкритичної води та їх залежність від різних параметрів. Результати дослідження можуть бути застосовуваними в галузі теплоенергетики та при розробці нових технологій для систем з надкритичними рідинами.

1. Виконано огляд літературних джерел щодо стану проблеми, яка розглядається.
2. Розглянуто наявні дослідження, присвячені CFD моделюванню теплообміну при надкритичних тисках. Відмічається, що застосування CFD як методу прогнозування досліджуваної фізичної ситуації є сталою світовою тенденцією.
3. Виконано аналіз досліджень, присвячених розробці методичних питань CFD моделювання теплообміну при течії в каналах при надкритичних тисках. Зазначається, що головним підходом до комп'ютерного моделювання ситуації, що розглядається, залишається RANS підхід, який потребує певних методичних змін і доповнень.
4. За результатами огляду робіт з дослідження режимів змішаної конвекції при течії в каналах зроблено висновок про особливу актуальність цих досліджень у напрямі поглибленого аналізу фізичних явищ за умов даного режиму.
5. На основі аналізу літературних джерел, що стосуються картини зміни теплофізичних властивостей надкритичних рідин при їх течії в каналах,

- встановлено важливість подальших досліджень просторових розподілів даних властивостей в залежності від різних факторів.
6. Наведено математичну модель досліджуваного процесу змішаної конвекції при течії надкритичної соди у вертикальних гладких нагріваних трубах.
 7. Розглянуто особливості комп'ютерного моделювання досліджуваною фізичної ситуації щодо застосування підходу до дискретизації розрахункової області, діапазонів параметричних досліджень тощо.
 8. Наведено дані досліджень з вибору моделі турбулентного переносу на основі зіставлення результатів експериментальних досліджень і комп'ютерного моделювання із використанням низки моделей із їх сучасного каталогу.
 9. Представлено результати аналізу можливостей застосування вибраної моделі турбулентного переносу для досліджування різних режимів тепловіддачі – покращеного, нормального і погіршеного.
 10. Наведено математичну модель досліджуваного процесу змішаної конвекції при течії надкритичної соди у вертикальних гладких нагріваних трубах.
 11. Розглянуто особливості комп'ютерного моделювання досліджуваною фізичної ситуації щодо застосування підходу до дискретизації розрахункової області, діапазонів параметричних досліджень тощо.
 12. Наведено дані досліджень з вибору моделі турбулентного переносу на основі зіставлення результатів експериментальних досліджень і комп'ютерного моделювання із використанням низки моделей із їх сучасного каталогу.
 13. Представлено результати аналізу можливостей застосування вибраної моделі турбулентного переносу для досліджування різних режимів тепловіддачі – покращеного, нормального і погіршеного.

14. Виконано комплекс досліджень змішаної конвекції надкритичної води при висхідній течії у вертикальних нагріваних трубах за умов відносно низьких масових швидкостях води і підведених до стінки теплових потоків.

15. Одержано дані досліджень закономірностей течії надкритичної води за умов, що розглядаються. Зокрема встановлено, що:

а) режим змішаної конвекції, який відповідає наявності вимушеного і вільного руху надкритичної води, спостерігається лише на певній центральній по довжині ділянці труби;

б) в межах локалізації зони змішаної конвекції її прояв по довжині каналу зростає, досягає максимуму і далі спадає;

в) формування підобласті змішаної конвекції в центральній по довжині зоні труби відбувається на вхідній ділянці каналу під дією двох конкуруючих факторів – по-перше, зростання нерівномірності розподілу густини надкритичної води у поперечному перерізі труби, і по-друге, термічного прискорення потоку; далі по довжині каналу дія вказаних факторів стає односпрямованою, зважаючи на зменшення зазначеної нерівномірності;

г) радіальні профілі швидкості в зоні локалізації змішаної конвекції деформуються з появою м'якого локального максимуму поблизу стінки труби (М-подібний профіль), який розвивається в міру наближення до верхньої границі даної зони.

7. Виявлено особливості течії надкритичної води при варіюванні величини густини теплового потоку q на стінці труби від 239 до 310 кВт/м². Показано, що:

а) протяжність по довжині каналу зони змішаної конвекції в його центральній ділянці суттєво зростає з підвищенням теплового потоку q ; при цьому чим більше значення q , тим значно ближче до вхідного перерізу труби починається дана зона і тим далі від нього закінчується;

- б) більш яскраво виражений локальний максимум на М-подібних профілях швидкості надкритичної води відповідає більшим значенням підведеного до стінки каналу теплового потоку q .
8. Встановлено роль вільного руху надкритичної води у формуванні структури потоку шляхом зіставлення числових розв'язків, що відповідають наявності і відсутності врахування архімедових сил. При цьому:
- а) виявлено ефект локалізації впливу архімедових сил у центральній по довжині ділянці труби;
 - б) за результатами аналізу особливостей деформації радіальних профілів осьової швидкості по довжині каналу показано, що зона з М-подібним профілем швидкості, характерним для режиму змішаної конвекції, має місце лише в центральній по довжині зоні;
 - в) показано наявність певної кореляції поведінки радіальних профілів осьової швидкості зі зміною по довжині каналу локального числа Річардсона;
 - г) виконано аналіз впливу архімедових сил на інтенсивність турбулентного переносу. Встановлено, що під впливом цих сил відбувається його пригнічення, яке є тим суттєвішим, чим вища густина підведеного до стінки каналу потоку q .
9. Виявлено закономірності теплообміну при змішаній конвекції надкритичної води у вертикальних гладких трубах при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку. Показано, що:
- а) зі зростанням густини теплового потоку q суттєво знижуються коефіцієнти тепловіддачі (до 1,7 рази) та підвищуються температури стінки труби;
 - б) фронт псевдофазового переходу, рухаючись від стінки труби, при всіх розглянутих значеннях q досягає її осі. При цьому чим більше q , тим ближче до вхідного перерізу труби даний фронт перетинає вісь труби.

10. Встановлено залежність основних характеристики тепловіддачі при змішаній конвекції надкритичної води від дії архимедових сил. За результатами зіставлення CFD передбачень, отриманих з урахуванням і без врахування цих сил, показано, що:

а) коефіцієнти тепловіддачі, які відповідають відсутності даного урахування, виявляються вищими по всій довжині труби. При цьому відносні розбіжності коефіцієнтів тепловіддачі, що зіставляються, зростають з підвищенням значень підведеного теплового потоку q ;

б) температури, отримані з урахуванням архимедових сил, у поперечних перерізах труби є вищими біля стінки труби і нижчими в ядрі потоку;

в) швидкість руху фронту псевдофазового переходу в умовах наявності і відсутності врахування архимедових сил відрізняються поблизу стінки труби і в ядрі потоку: при врахуванні сил плавучості фронт псевдофазового переходу в ядрі потоку рухається повільніше, а поблизу стінки труби – навпаки швидше.

11. Виконано дослідження з визначення просторових розподілів теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку за умов змішаної конвекції. При цьому:

а) на основі розв'язку осесиметричної нелінійної задачі теплопереносу при течії надкритичної води в каналах встановлено особливості її температурних полів, за якими здійснюється побудова просторових розподілів теплофізичних властивостей води;

б) виконано аналіз закономірностей руху фронтів псевдофазового переходу, які значною мірою визначають характер розподілу теплофізичних властивостей надкритичної води в каналах;

в) встановлено закономірності структури просторового розподілу

коефіцієнта теплопровідності l надкритичної води в каналах; показано, що має місце немонотонний характер полів l - вниз за потоком спостерігається локальне підвищення коефіцієнта теплопровідності, зона якого тим більша і далі розташована від вхідного перерізу, чим менше значення підведеного до стінки теплового потоку;

г) виявлено особливості просторового розподілу питомої теплоємності c_p надкритичної води в каналах. Встановлено, що поле теплоємності характеризується наявністю в центральній по довжині частині каналу зони з суттєво підвищеними значеннями c_p . Показано, що значний вплив на просторові розподіли c_p спричиняє величина підведеного до стінки теплового потоку q . Так, зі зменшенням q суттєво зростає протяжність зон по довжині каналу, в яких радіальні розподіли c_p носять екстремальних характер;

д) виконано аналіз зміни динамічної μ і кінематичної ν в'язкості надкритичної води в каналах. При цьому:

- виявлено, що динамічна в'язкість μ надкритичної води суттєво знижується вниз за течією. Це зниження є тим значнішим, чим більша величина підведеного теплового потоку q . Показано, що помітно більші відмінності μ по радіусу труби на її початковій і центральній ділянці відповідають вищому значенню q ($q = 310$ кВт/м²);
- встановлено, що на початковій ділянці труби, яка є більшою при менших значеннях q , кінематична в'язкість ν надкритичної води є практично незмінною. За межами цієї ділянки вниз за течією спостерігається зростання в'язкості ν . При цьому вказане зростання виявляється значнішим при більших величинах теплового потоку q .

12. Виявлено ефекти впливу архімедових сил на просторові розподіли густини

надкритичної води в каналах. За результатами зіставлення отриманих CFD передбачень, що відповідають наявності і відсутності врахування сил плавучості, зокрема, показано, що радіальні профілі густини надкритичної води є більш заповненими за відсутності врахування сил плавучості. Тобто модель з врахуванням сил плавучості відповідає більшим значенням густини в ядрі потоку, і меншим – поблизу стінки труби.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Jinguang Z. The Research and Development Progress of SCWR / Z. Jinguang, H. Yanping // Nuclear Power Engineering, 2021. №42. P. 1–4
2. Zhang, X., Liu, Y., & Wang, L. Experimental and numerical investigations on the influence of buoyancy on supercritical water heat transfer characteristics in inclined smooth tubes. // Applied Thermal Engineering. 2023.
3. Pei-Xue Jiang. A modified buoyancy effect correction method on turbulent convection heat transfer of supercritical pressure fluid based on RANS model / Pei-Xue Jiang, Zhen-Chuan Wang, Rui-Na Xu. // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. №2018. P. 257–267.
4. Abdullah, R., Agranat, V., Malin, M., Pioro, I., 2015, “CFD prediction of mixed-convection heat transfer in supercritical water in a bare tube”, Proceeding of ICONE23 23-th Int.Conf. of Nuclear Engineering, May 17-21, Chiba, Japan. Paper#1108, Pages 10.
5. Valueva, E. P., 2015, “The Effect of density pulsations in the field of a buoyancy force on heat transfer and turbulent fluid flow in a vertical pipe at supercritical pressures”, High Temperature, 53(3), pp. 387–395.
6. Kurganov V. A. Normal and deteriorated heat transfer upon heating of turbulent flows of heat carriers with variable physical properties in tubes / V. A. Kurganov, I. V. Maslakova. // High Temperature. 2016. №54. P. 577–598.
7. Фіалко Н.М., Носовський А.В., Шеренковський Ю.В., Мєранова Н.О., Шараєвський І.Г., Піоро І.Л. Особливості течії надкритичної води в умовах змішаної конвекції. Промышленная теплотехника. 2018. 40. №3. С. 12-19.
8. Chen, L., Wang, X., & Zhang, P. Numerical investigation on heat transfer of supercritical water in vertical upward tubes: Effects of heat flux and diameter. // Nuclear Engineering and Design. 2022. № 372. P. 111056.

9. Li, J., Wang, Y., & Zhang, L. Numerical study of heat transfer and fluid flow of supercritical water in twisted spiral tubes. // Heat Transfer Engineering. 2022.
10. Amin, M. M., Duan, Y., and He, S. (December 4, 2017). "Large Eddy Simulation Study on Forced Convection Heat Transfer to Water at Supercritical Pressure in a Trapezoid Annulus." ASME. ASME J of Nuclear Rad Sci. January 2018; 4(1): 011007. <https://doi.org/10.1115/1.4038161>
11. Agranat, V., Malin, M., Piro, I., Abdullah, R., Perminov, V.A., 2015, "CFD modeling of supercritical water heat transfer in a vertical bare tube flow", Proceeding of ICONE23 23-th Int. Conf. of Nuclear Engineering, May 17-21, Chiba, Japan, Paper#1163, Pages 11.
12. Yang Z. Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations Describing Turbulent Flow and Heat Transfer Behavior for Supercritical Fluid / Z. Yang, X. Cheng, X. Zheng, H. Chen. // Journal of Thermal Science. 2021. №10. P. 191–200
13. Chen, L., Zhang, H., & Liu, Q. Numerical Analysis on the Heat Transfer Characteristics of Supercritical Water in Vertically Upward Internally Ribbed Tubes. // Water. 2021. № 13. P. 621
14. Igor L. Piro, Romney B. Duffey, Experimental heat transfer in supercritical water flowing inside channels (survey), Nuclear Engineering and Design, Volume 235, Issue 22, 2005, Pages 2407-2430
15. Mokry, Sarah & Piro, Igor & Kirillov, Pavel & Gospodinov, Yevgeniy. (2010). Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube. Nuclear Engineering and Design. 240. 568-576. 10.1016/j.nucengdes.2009.09.003.
16. Mokry, Sarah & Kirillov, Pavel & Piro, Igor & Gospodinov, Y.K.. (2010). Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube: Normal, Improved, and Deteriorated Regimes. Nuclear Technology. 172. 60-70. 10.13182/NT10-A10882.
17. Du, X.; Li, W.; Zhang, X.; Chen, J.; Chen, T.; Yang, D. Experimental Research on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Subcritical and Supercritical Water in the

Vertical Upward Smooth and Rifled Tubes. *Energies* **2022**, *15*, 7941.
<https://doi.org/10.3390/en15217941>

18. Теплообмен и сопротивление в трубах при сверхкритических давлениях теплоносителя: итоги научных исследований и практические рекомендации / В. А. Курганов, Ю. А. Зейгарник, Г. Г. Яньков, И. В. Маслакова. – Москва: ООО "Печатный салон шанс", 2018. 304 с. (ISBN 978-5-9500112-7-6).
19. Kurganov V.A. Flow structure and turbulent transport of a supercritical pressure fluid in a vertical tube under the conditions of mixed convection. Experimental data / V.A. Kurganov, A.G. Kaptil'nyi // *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol 36. 1993. P. 3383- 3392.
20. B. S. Petukhov. V. A. Kurganov and V. B. Ankudinov, Heat transfer and hydraulic drag in turbulent tube flow off fluid of near-critical state parameters. *Teplofiz. Vysok. Temp.* 21(1), 92~.100 (1983).
21. V. A. Kurganov, V. B. Ankudinov and A. G. Kaptilnyi. Experimental study of velocity and temperature fields in an upward flow of carbon dioxide of supercritical pressure in a vertical heated tube, *Teplofiz. Vysok. Temp.* 24(6), 11041111 (1986).
22. V. A. Kurganov, V. B. Ankudinov and A. G. Kaptilnyi, Hydraulic drag and heat transfer in vertical heated tubes at supercritical pressures of heat carriers. The structure of turbulent supercritical pressure carbon dioxide flow in a vertical heated tube. In *Turbulent Mixed Convection Heat Transfer in Vertical Tubes*, pp. 95~ 201. Izd. IVTAN, Moscow (1989).
23. Wang H. Heat Transfer from a 2×2 Wire wrapped Rod Bundle to Supercritical Pressure Water / Wang H., Bi Q., Leung L.K. // *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2016. №97. P. 486–501.
24. Razumovskiy V. G. Experimental heat transfer in an annular channel and 3- rod bundle Cooled with upward flow of supercritical water / V. G. Razumovskiy, E. N. Pis'mennyi, K. Sidawi et al. // *JNERS*. 2016. №2. P. 1–8.

25. Razumovskiy V. G. Heat transfer to supercritical water in vertical 7-rod bundle / V. G. Razumovskiy, E. N. Pis'mennyi, A. E. Koloskov, I. L. Pioro. // Proceedings of the ICONE-16. 2009. P. 963–969.
26. Eter A. An Experimental Investigation of Supercritical Heat Transfer in A Three-Rod Bundle Equipped with Wire wrap and Grid Spacers and Cooled by Carbon Dioxide / Eter A., Groeneveld D., Tavoularis S. // J. Nuclear Engineering and Design. 2016. №303. P. 173-191.
27. Tang G. A variable turbulent Prandtl number model for simulating supercritical pressure CO₂ heat transfer / Guoli Tang, Hang Shi, Yuxin Wu et al. // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016. №102. P. 1082–1092.
28. Sommer T. P. Near-Wall Variable-Prandtl-Number Turbulence Model for Compressible Flows / T. P. Sommer, R. M. So, H. S. Zang. // AIAA Journal. 1993. №31. P. 27–35.
29. Hasan B. Turbulent Prandtl Number and its Use in Prediction of Heat Transfer Coefficient for Liquids / Basim Hasan. // College of Engineering Journal (NUCEJ). 2007. №1. P. 53–64.
30. Зайцев Д. К. Метод расчета турбулентного числа Прандтля для SST модели турбулентности / Д. К. Зайцев, Е. М. Смирнов. // Физико-математические науки. 2019. №12. С. 39–40.
31. Кириллов П. Л. Турбулентное число Прандтля (история и современность) / П. Л. Кириллов, М. И. Терентьева. – Обнинск: ФЭИ, 2017. 56 с.
32. Kong X. Numerical Investigation on Heat Transfer of Supercritical Water With a Variable Turbulent Prandtl Number Model / X. Kong, D. Sun, L. Gou et al. // Journal of Nuclear Engineering and Radiation Science. 2020. №6. P. 1–10.
33. Ренормализационно групповой анализ турбулентности / А. А. Авраменко, Б. И. Басок, Н. П. Дмитренко и др. Киев: Экспрес. 2013. 299 с.
34. Математическая модель потока сверхкритических параметров / Е.А. Архипова // Промышленная теплотехника. — 2009. — Т. 31, № 7. — С. 100-102.

- 35.S. He, W.S. Kim, J.H. Bae, Assessment of performance of turbulence models in predicting supercritical pressure heat transfer in a vertical tube, *Int. J. Heat Mass Transf.* 51 (19–20) (2008) 4659–4675.
- 36.Y.Y. Bae, A new formulation of variable turbulent Prandtl number for heat transfer to supercritical fluids, *Int. J. Heat Mass Transf.* 92 (2016) 792–806.
- 37.Y.Y. Bae, E.S. Kim, M. Kim, Numerical simulation of supercritical pressure fluids with property-dependent turbulent Prandtl number and variable damping function, *Int. J. Heat Mass Transf.* 101 (2016) 488–501.
- 38.C.R. Zhao, Z. Zhang, P.X. Jiang, H.L. Bo, Influence of various aspects of low Reynolds number k- ϵ turbulence models on predicting in-tube buoyancy affected heat transfer to supercritical pressure fluids, *Nucl. Eng. Des.* 313 (2017) 401–413.
- 39.Wen Q. L. Numerical simulation of heat transfer deterioration phenomenon in supercritical water through vertical tube / Q. L. Wen, H. Y. Gu. // *Annals of Nuclear Energy*. 2010. №37. P. 1272–1280.
- 40.Авраменко А.А., Ковецкая М.М., Кондратьева Е.А., Тыринов А.И. Исследование режима ухудшенного теплообмена при течении воды сверхкритических параметров в трубе// *Промышленная теплотехника*. – 2015. –т.37, №1. – С.29
- 41.Теплообмен при течении воды сверхкритического давления в трубе в режимах с изменением тепловой нагрузки / А.А. Авраменко, М.М. Ковецкая, Е.А. Кондратьева, А.И. Тыринов // *Промышленная теплотехника*. — 2016. — Т. 38, № 1. — С. 15-24
- 42.S. Koshizuka, N. Takano, Y. Oka, Numerical-analysis of deterioration phenomena in heat-transfer to supercritical water, *Int. J. Heat Mass Transf.* 38 (10) (1995) 3077–3084.
- 43.M. Jaromin, H. Anglart, A numerical study of heat transfer to supercritical water flowing upward in vertical tubes under normal and deteriorated conditions, *Nucl. Eng. Des.* 264 (11) (2013) 61–70.

44. Валуева Е. П. Влияние пульсаций плотности в поле силы плавучести на теплообмен и турбулентное течение жидкости в вертикальной трубе при сверхкритических давлениях / Е. П. Валуева. // ТВТ. 2015. №3. С. 403–411.
45. Teymourash, Ali & Khonakdar, Danyal & Raveshi, Mohammad. (2013). Natural convection on a vertical plate with variable heat flux in supercritical fluids. *The Journal of Supercritical Fluids*. 74. 115–127. 10.1016/j.supflu.2012.12.010.
46. Shang Mao, Tao Zhou, Dong Wei, Wenbin Liu, Yitong Zhang, Modeling of heat transfer of supercritical water in helical finned double pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 180, 2021, 121754
47. P. Forooghi, K. Hooman Numerical study of turbulent convection in inclined pipes with significant buoyancy influence *Int. J. Heat. Mass. Transf.*, 61 (2013), pp. 310-322
48. P. Forooghi, I.A. Abdi, M. Dahari, K. Hooman Buoyancy induced heat transfer deterioration in vertical concentric and eccentric annuli *Int. J. Heat. Mass. Transf.*, 81 (2015), pp. 222-233
49. G. Zhang, H. Zhang, H. Gu, et al., Experimental and numerical investigation of turbulent convective heat transfer deterioration of supercritical water in vertical tube, *Nucl. Eng. Des.* 248 (1) (2012) 226–237.
50. W.S. Kim, S. He, J.D. Jackson, Assessment by comparison with DNS data of turbulence models used in simulations of mixed convection[J], *Int. J. Heat Mass Transf.* 51 (5–6) (2008) 1293–1312.
51. R.N. Xu, F. Luo, P.X. Jiang, Buoyancy effects on turbulent heat transfer of supercritical CO₂ in a vertical mini-tube based on continuous wall temperature measurements, *Int. J. Heat Mass Transf.* 110 (2017) 576–586.
52. X. Liu, X. Xu, C. Liu, et al., Numerical study of the effect of buoyancy force and centrifugal force on heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in helically coiled tube at various inclination angles, *Appl. Therm. Eng.* 116 (2017) 500–515.
53. Weinberg, R.S., *Experimental and Theoretical Study of Buoyancy Effects in Forced Convection to Supercritical Pressure Carbon Dioxide*, University of Manchester, 1972.

54. Yang, C.Y., Xu, J.L., Wang, X.D., and Zhang, W., Mixed Convective Flow and Heat Transfer of Supercritical CO₂ in Circular Tubes at Various Inclination Angles, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 64, pp. 212-223, 2013.
55. Zhao, C.R., Liu, Q.F., Zhang, Z., Jiang, P.X., and Bo, H.L., Investigation of Buoyancy-Enhanced Heat Transfer of Supercritical CO₂ in Upward and Downward Tube Flows, *J. Supercrit. Fluids*, vol. 138, pp. 154-166, 2018.
56. Liu, S.H., Huang, Y.P., Liu, G.X., Wang, J.F., and Leung, L.K.H., Improvement of Buoyancy and Acceleration Parameters for Forced and Mixed Convective Heat Transfer to Supercritical Fluids Flowing in Vertical Tubes, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 106, pp. 1144-1156, 2017.
57. Pidaparti Sandeep, Umrigar, Eric McFarland, Jacob Ranjan, Devesh Anderson, Mark. (2014). Effect of Buoyancy on Heat Transfer Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide in the Heating Mode. *Journal of Nuclear Engineering and Radiation Science*. 1. 10.2514/6.2014-3359..
58. Yan C. Numerical Analysis on Heat Transfer Characteristics of Supercritical CO₂ in Heated Vertical Up-Flow Tube / C. Yan, J. Xu, B. Zhu, G. Liu. // *Materials*. 2020. №13. P. 723–741
59. J. Wang, Z. Guan, H. Gurgenci, K. Hooman, A. Veeraragavan, X. Kang Computational investigations of heat transfer to supercritical CO₂ in a large horizontal tube. *Energy Convers. Manag.*, 157 (2018), pp. 536-548
60. J. Wang, Z. Guan, H. Gurgenci, A. Veeraragavan, X. Kang, Y. Sun, K. Hooman Numerical study on cooling heat transfer of turbulent supercritical CO₂ in large horizontal tubes *Int. J. Heat. Mass. Transf.*, 126 (2018), pp. 1002-1019
61. Chen, W., Yang, Z.N., Yang, L., and Chyu, M.K., Numerical Investigation of Heat Transfer and Flow Characteristics of Supercritical CO₂ in U-Duct, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 144, pp. 532-539, 2018.
62. Wang, Y., Li, T., Chen, Y., and Ma, G.W., Numerical Analysis of Heat Mining and Geological Carbon Sequestration in Supercritical CO₂ Circulating Enhanced

- Geothermal Systems Inlayed with Complex Discrete Fracture Networks, *Energy*, vol. 173, pp. 92-108, 2019.
63. Yang, M., Numerical Study of the Heat Transfer to Carbon Dioxide in Horizontal Helically Coiled Tubes under Supercritical Pressure, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 685-696, 2016.
64. Zhao, C.R., Zhang, Z., Jiang, P.X., Xu, R.N., and Bo, H.L., Influence of Channel Scale on the Convective Heat Transfer of CO₂ at Supercritical Pressure in Vertical Tubes, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 126, pp. 201-210, 2018.
65. Li, Y., Sun, F., Xie, G.G., Sunden, B., and Qin, J., Numerical Investigation on Flow and Thermal Performance of Supercritical CO₂ in Horizontal Cylindrically Concaved Tubes, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 153, pp. 655-668, 2019.
66. Rao, Z.H. and Liao, S.M., A Numerical Investigation of Turbulent Convective Heat Transfer of Supercritical CO₂ in Vertical Mini Tubes, *Prog. Comput. Fluid Dyn.*, vol. 14, pp. 166-176, 2014.
67. Liu, Haoyang, et al. "NUMERICAL INVESTIGATION ON HEAT TRANSFER OF SUPERCRITICAL PRESSURE CO₂ IN A BENT PIPE." *Journal of Enhanced Heat Transfer* 30.4 (2023).
68. Bae, Y.Y., Kim, H.Y., and Kang, D.J., Forced and Mixed Convection Heat Transfer to Supercritical CO₂ Vertically Flowing in a Uniformly-Heated Circular Tube, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 34, no. 8, pp. 1295-1308, 2010.
69. Avramenko, A.A., Kondrat'eva, E.A., Kovetskaya, M.M. *et al.* Hydrodynamics and heat transfer of a water flow with supercritical parameters in a vertical assembly of fuel elements. *J Eng Phys Thermophy* **86**, 811–819 (2013).
70. Моделирование потока сверхкритических параметров в кольцевых каналах / Е.А. Архипова, А.И. Тыринов, А.А. Авраменко, Д.Г. Блинов // Промышленная теплотехника. — 2010. — Т. 32, № 6. — С. 15-20.

71. Моделирование теплообмена и гидродинамики турбулентного течения сверхкритических параметров в кольцевых каналах / Е.А. Архипова // Энергетика, економіка, технології, екологія. — 2010. № 2. — С. 9-15.
72. Yang X., Su G.H., Tian W, Wang J., Qiu S. Numerical study on flow and heat transfer characteristics in the rod bundle channels under super critical pressure condition// Annals of Nuclear Energy. – 2010. – 37. – P.1723–1734
73. Режимы ухудшенного теплообмена при течении воды сверхкритического давления в каналах с пучками стержней/ М. М. Ковецкая, Е. А. Кондратьева, Ю. Ю. Ковецкая, А. В. Кравчук, А. И. Скицко, Т. В. Сорокина// Ядерна енергетика та докiлля. — 2016. — № 1. — С. 26-32
74. X. Du, Z. Lv, S. Zhao, Q. Qiu, X. Zhu Numerical analysis of diameter effects on convective supercritical water flow in a vertical round tube Appl. Therm. Eng., 160 (2019), Article 114095
75. J. Gu, Y. Zhang, Y. Wu, Z. Li, G. Tang, Q. Wang, J. Lyu Numerical study of flow and heat transfer of supercritical water in rifled tubes heated by one side Appl. Therm. Eng., 142 (2018), pp. 610-621
76. M. Sharabi, W. Ambrosini, S. He, et al., Prediction of turbulent convective heat transfer to a fluid at supercritical pressure in square and triangular channels, Ann. Nucl. Energy 35 (6) (2008) 993–1005.
77. Aicher, T. and Marin, H., New Correlations for Mixed Turbulent Natural and Forced Convection Heat Transfer in Vertical Tubes, Int. J. Heat Mass Transf., vol. 40, no. 15, pp. 3617-3626, 1997.
78. Tahir, I., Siddique, W., Haq, I., and Qureshi, K., Numerical Investigation of Heat Transfer to Supercritical Water in 2 x 2 Rod Bundle with Two Channel, Heat Transf. Res., vol. 49, no. 2, pp. 103-118, 2018.
79. Medhat Sharabi, Walter Ambrosini, Discussion of heat transfer phenomena in fluids at supercritical pressure with the aid of CFD models, Annals of Nuclear Energy, Volume 36, Issue 1, 2009, Pages 60-71

80. Особенности потока сверхкритических параметров при неравномерном обогреве стенки тепловыделяющей сборки / А.А. Авраменко, Е.А. Кондратьева, М.М. Ковецкая, А.И. Тыринов, В.Н. Васильченко // Доповіді Національної академії наук України. — 2014. — № 10. — С. 76-81.
81. Валуева Е. П. Численное моделирование процессов теплообмена и турбулентного течения жидкости в трубах при сверхкритическом давлении / Е. П. Валуева. // ТВТ. 2012. №2. С. 298–306.
82. Валуева Е. П. Численное моделирование теплообмена и турбулентного течения в трубе жидкости при сверхкритическом давлении с учетом совместного влияния ну турбулентный перенос пульсаций плотности и термического ускорения / Е. П. Валуева. // ТВТ. 2014. №6. С. 899–906.
83. Pucciarelli A. Prediction of heat transfer to supercritical fluids by the use of Algebraic Heat Flux Models / A. Pucciarelli, M. Sharabi, W. Ambrosini. // Nuclear Engineering and Design. 2016. №297. P. 257–266.
84. Gu Y.Y, Cheng X., Yang Y.H. CFD analysis of thermal – hydraulic behavior of supercritical water in sub –channels// Nucl. Eng. Des.– 2010. – 240(2). – P.364–374
85. Теплофизические исследования для оценки безопасности перспективных ядерных энергетических установок / А.А. Авраменко, М.М. Ковецкая, А.В. Кравчук, Ю.Ю. Ковецкая // Ядерна та радіаційна безпека. — 2017. — № 2. — С. 14-19
86. Dan Huang, Zan Wu, Bengt Sunden, Wei Li, A brief review on convection heat transfer of fluids at supercritical pressures in tubes and the recent progress, Applied Energy, Volume 162, 2016, Pages 494-505
87. X. Hao, P. Xu, H. Suo, L. Guo Numerical investigation of flow and heat transfer of supercritical water in the water-cooled wall tube Int. J. Heat. Mass. Transf., 148 (2020), Article 119084
88. J. Xiong, X. Cheng, Turbulence modelling for supercritical pressure heat transfer in upward tube flow, Nucl. Eng. Des. 270 (2014) 249–258.

89. A review on recent heat transfer studies to supercritical pressure water in channels
Wang H., Leung L.K.H., Wang W., Bi Q. (2018) Applied Thermal Engineering, 142 ,
pp. 573-596.
90. Keshmiri, A., Cotton, M. A., Addad, Y. and Laurence, D., 2012, 'Turbulence models and large eddy simulations applied to ascending mixed convection flows', Flow Turbul. Combust, 89 (3), pp. 407–434.
91. Теплообмен и сопротивление в трубах при сверхкритических давлениях теплоносителя: итоги научных исследований и практические рекомендации / В. А. Курганов, Ю. А. Зейгарник, Г. Г. Яньков, И. В. Маслакова. – Москва: ООО "Печатный салон шанс", 2018. 304 с. (ISBN 978-5-9500112-7-6).
92. National Institute of Standards and Technology, 2007, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, Ver.8.0, Boulder, CO, U.S., Department of Commerce.
93. Фиалко Н.М., Пиоро И.Л., Майсон Н.В., Меранова Н.О. Моделирование течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических давлениях, Промышленная теплотехника, 2016, т.38, №3, с.10-17.
94. Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J. A new k-epsilon eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows: Model development and validation // Computers and Fluids. – 1994. – Vol. 24(3). – pp. 227-238.
95. Launder B.E., Spalding, D.B. The numerical computation of turbulent Flows // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1974. – Vol. 3(2). – pp.269-289.
96. Abe K., Kondoh T., Nagano Y. A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows - I. flow field calculations // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1994. – Vol. 37(1). – pp.139-151.
97. Lam C.K.G., Bremhorst K. A modified form of the k-epsilon model for predicting wall turbulence // ASME Journal of Fluids Engineering. – 1981. – Vol. 103. – pp.456-460

98. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32(8). – pp.1598-1605.
99. Kirillov P., Pometko R., Smirnov A., Grabeznaia V. Experimental Study on Heat Transfer to Supercritical Water Flowing in 1- and 4-m-Long Vertical Tubes // Proc. GLOBAL'05, Tsukuba, Japan. – 2005.– p. 518.
100. Фіалко Н.М., Пиоро І.Л., Прокопов В.Г., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Альошко С.О. (2018). CFD моделювання теплообміну при течії води надкритичних параметрів у вертикальних гладких трубах. Промышленная теплотехника. 2018. 40. №1. С.12-20.
101. Pioro I.L., Kirillov P.L., Mokry S.J., and Gospodinov Y.K., 2008, Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube: Normal, Improved and Deteriorated Regimes, Proceedings ICAPP'08 Anaheim, CA, USA, June 8-12, 2008, Paper #8333, pp. 1843-1852.