

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

КУЗНЕЦОВ ВАЛЕРІЙ ВАЛЕРІЙОВИЧ

УДК 629.5.03:62-8

ДИСЕРТАЦІЯ
РОЗВИТОК НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ОСНОВ ПІДВИЩЕННЯ
ЕФЕКТИВНОСТІ І КОМПАКТНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
УСТАНОВОК ІНТЕНСИФІКАЦІЄЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В ЇХ
ЕЛЕМЕНТАХ

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки
Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

В.В.Кузнецов

Науковий консультант Шевцов Анатолій Павлович, д. т. н., професор

Миколаїв 2024

АНОТАЦІЯ

Кузнецов В.В. Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки (Технічні науки).–

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерство освіти і науки України, Миколаїв, 2024.

Актуальність теми. Одним зі способів вдосконалення суднових та стаціонарних енергетичних установок є підвищення ефективності процесів перетворення теплоти в їх елементах. Такі процеси підпорядковуються законам термодинаміки, гідрогазодинаміки і тепломасообміну та впливають на ефективний коефіцієнт корисної дії цих установок, рівень теплових і шкідливих викидів, їх ресурс та компактність. При цьому, значний вплив на зазначені показники мають їх теплообмінні апарати як невід’ємні елементи енергетичних установок.

Удосконалення суднових енергетичних установок та зростання масогабаритних показників теплообмінних апаратів у зв’язку з цим визначило **запит практики** на розробку і впровадження науково-технічних рішень інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в цих апаратах для комплексного поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик та забезпечення зменшення споживання палива й теплових і шкідливих викидів.

Аналіз сучасного стану проблеми підвищення ефективності перетворення енергетичних ресурсів та зниження теплових та шкідливих викидів відпрацьованих газів теплових двигунів в судновій енергетиці обґрунтовує актуальність вдосконалення енергетичних установок шляхом

інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах, що сприятиме створенню на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками.

Одним із перспективних напрямів інтенсифікації процесів перенесення в теплообмінних апаратах є погодження форми і площі поверхонь теплопередачі при конвективному теплообміні в елементах енергетичних установок. Це погодження базується на використанні внутрішньої і зовнішньої форм поодиноких каналів при заданих розмірах та їх просторовому розташуванні у пучках. Суттєвою відмінністю таких пучків теплопередавальних поверхонь повинно стати переважаюче зростання теплопередачі над зростанням гідродинамічного опору на її забезпечення, що дасть можливість створення на їх основі компактних теплообмінних апаратів для їх використання в суднових енергетичних установках.

Одночасно обмеженість науково обґрунтованих результатів і рекомендацій щодо підвищення комплексної технічної ефективності енергетичних установок за рахунок інтенсифікації процесів теплопередачі в їх елементах стримують реалізацію цих установок і обґрунтовує **актуальність** теми дослідження.

Науково-прикладною проблемою, що вирішується в дисертаційній роботі, є підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів, при достатньому ресурсі і компактності суднових енергетичних установок, шляхом пріоритетного підвищення інтенсивності теплопередачі порівняно з впливом гідродинамічного опору завдяки раціональному погодженню форми і площі поверхонь при конвективному теплообміні в їх елементах.

Мета дослідження – вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками.

Робочі наукові гіпотези сформульовані наступним чином:

- забезпечення ефективності енергетичних установок досягається сукупністю показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності за умови переважаючого зростання переданої теплоти первинних і вторинних енергоресурсів над витратами енергії на їх перенесення у теплообмінних апаратах з інтенсифікацією процесів теплопередачі і, як наслідок, зниження загальної витрати палива, теплових та шкідливих викидів у навколишнє середовище, теплонапруженого стану елементів енергетичних установок і масогабаритних показників;
- переважаюче зростання переданої теплоти над витратами енергії на її перенесення в теплообмінних апаратах енергетичних установок як відношення потоку теплоти до витрат енергії на рух теплоносіїв відповідно до аналогії Рейнольдса забезпечується раціональною формою теплопередавальної поверхні та просторовим розташуванням її елементів;
- забезпечення раціональної форми зовнішніх і внутрішніх теплопередавальних поверхонь поодиноких каналів та їх просторового розташування у пучках теплообмінних апаратів енергетичних установок досягається за однакової площі зниженням сумарного гідродинамічного опору переважно за рахунок опору форми;
- запропонований інтегральний показник ефективності енергетичних установок з теплообмінними апаратами дозволяє оцінити комплексне поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик.

Головні задачі наукового дослідження:

1. Визначення резервів підвищення ефективності суднових енергетичних установок при вдосконаленні сукупних процесів конвективного теплообміну у теплопередавальних елементах та їх раціональних показників у залежності від функціонального призначення теплообмінних апаратів.

2. Обґрунтування підходу та фактору підвищення ефективності і компактності суднових енергетичних установок за умови випередження приросту інтенсивності конвективного теплообміну у порівнянні з витратами на переміщення теплоносіїв в їх теплообмінних апаратах з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках у складі енергетичних установок.

3. Обґрунтування використання в енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними і компактними пучками каналів для поліпшення економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик установок.

4. Забезпечення вдосконалення енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом використання теплопередавального обладнання з пучками каналів різної форми та просторовим розташуванням.

Об'єктом дослідження є процеси енергоперетворення при конвективному теплообміні в теплопередавальних елементах суднових енергетичних установок та їх характеристики.

Предметом дослідження є закономірності та параметри процесів енергоперетворення при конвективному теплообміні в елементах суднових енергетичних установок та їх вплив на сукупність економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних показників, що визначають комплексну ефективність.

Методи дослідження: математичне моделювання процесів конвективного теплообміну в теплопередавальних елементах енергетичних установок; аналіз і синтез при узагальненні наявних даних на базі фундаментальних рівнянь перенесення теплоти; зіставлення розрахункових і експериментальних результатів для верифікації та валідації математичної моделі; системний аналіз для технічних рішень використання в енергетичних установках теплопередавальних елементів.

У **вступі** дисертаційної роботи обґрунтовано актуальність теми, зазначено зв'язок роботи з науковими програмами та темами, сформульовані об'єкт і предмет дослідження, мета та головні завдання, наведено методи дослідження, надано обґрунтування достовірності отриманих результатів і висновків, визначено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, відображено повноту викладення результатів у публікаціях та ступінь апробації на науково-технічних конференціях.

У **першій главі** «Напрямки вдосконалення енергетичних установок з теплообмінними апаратами» виконана оцінка сучасного рівня комплексної технічної ефективності за характеристиками – техніко-економічними, екологічними, ресурсними та компактності транспортних та стаціонарних енергетичних установок. Розглянуті можливості підвищення потенціалу ефективності і компактності енергетичних установок в залежності від функціональної приналежності їх теплообмінних апаратів як енергетичних і технологічних при інтенсифікації в них процесів тепловіддачі. Представлені результати аналізу сучасних способів інтенсифікації процесів перенесення теплоти та їх вплив на характеристики ефективності і компактності. На основі цього була обґрунтована мета дослідження, зроблена постановка завдань та розроблена технологічна карта досліджень.

У **другій главі** «Методи і моделі дослідження ефективності енергетичних установок та їх теплопередавальних елементів» отримала подальший розвиток методологія моделювання енергетичних установок з урахуванням теплообмінних апаратів. Обґрунтовано доцільність використання безрозмірного критерію аналогії Рейнольдса для аналізу ефективності процесів конвективного теплообміну в каналах. Запропонований інтегральний критерій ефективності для комплексного урахування економічних, екологічних, ресурсних та масогабаритних показників енергетичних установок з теплообмінними апаратами.

У **третій главі** «Вдосконалення процесів конвективного теплообміну в теплообмінних апаратах енергетичних установок на підставі аналогії Рейнольдса» виконане узагальнення наявних експериментальних даних при течії всередині каналів при закрученні потоку та на шорстких поверхнях. В результаті для закручених потоків отримане рівняння складається з двох добутоків, перший з яких визначає ефективність теплообміну в каналі з незакрученим потоком, а другий – вплив закрутки потоку. Отримані залежності для аксіально-лопаткового, тангенціального та шнекового завіхрювачів. Особливістю отриманої залежності для тепловіддачі шорстких каналів є наявність в якості визначального параметру відношення висоти шорсткості до радіусу каналу.

Проведений аналіз теплогідродинамічної ефективності при зовнішньому обтіканні гладких профільованих поверхонь показав, що більшу компактність мають еліптичні труби зі співвідношенням осей $a/b=2,4...2,6$. Отримані критеріальні залежності для розрахунків тепловіддачі та гідродинамічного опору в пучках еліптичних труб при їх щільному компонуванні та оребрених труб з трубою-основою круглого та еліптичного перерізів з нанесеними лунковими системами на ребрах. Ці результати дозволити виконати аналіз інтенсифікації процесів теплопередачі при обтіканні пучків труб та обґрунтувати їх просторове розташування в теплообмінних апаратах енергетичних установок.

У **четвертій главі** «Покращення характеристик теплообмінних апаратів енергетичних установок за рахунок вдосконалення в них процесів конвективного теплообміну» представлені схемні рішення теплообмінних апаратів типу «газ»–«газ» та «газ»–«рідина» для утилізації та регенерації теплоти робочого тіла енергетичних установок. Особливістю запропонованих конструктивних рішень є виконання теплопередавальних поверхонь з профільованих гладких або оребрених труб, що дало змогу покращити теплопередавальні характеристики та компактність теплообмінних апаратів.

Виконана оцінка зниження масогабаритних показників теплообмінних апаратів типу «газ»—«газ» при внутрішній закрутці потоку аксіально-лопатковими, тангенціальними та шнековими завіхрювачами.

Проведено дослідження зміни компактності теплообмінних апаратів по показнику відносної маси при вдосконаленні процесів перенесення теплоти.

У **п'ятій главі** «Поліпшення характеристик енергетичних установок при використанні ефективних і компактних теплообмінних апаратів» проаналізовано вплив показників ефективності тепловіддачі і теплопередачі утилізаційних котлів суднових дизельних та газотурбінних установок, регенераторів газотурбінних установок на характеристики енергетичних установок. Проведена інтегральна оцінка ефективності перетворення теплоти в судовій енергетичній установці з головним двигуном 12S90ME-C9.2, що дало можливість визначити зміну інтегрального критерію ефективності та відносної маси елементів установки в залежності від її ККД.

У **шостій главі** «Впровадження отриманих результатів в практику проектування, модернізації суднових та стаціонарних енергетичних установок і перспективи подальших досліджень» наведені рекомендації щодо проектування ефективних і компактних теплообмінних апаратів, представлена реалізація результатів наукового дослідження в практику проектування та створення систем регенерації і утилізації теплоти енергетичних установок. Сформульовані напрямки подальших досліджень вдосконалення процесів перенесення теплоти та її інтенсифікації в суднових енергетичних установках.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, результатів та висновків базується на використанні фундаментальних законів термодинаміки, гідрогазодинаміки і тепломасообміну, системи балансових рівнянь збереження енергії та маси. Достовірність результатів розрахунків по вдосконалених математичних моделях забезпечена припустимою розбіжністю з результатами фізичного експерименту і наявними експериментальними даними.

Наукова новизна отриманих результатів, які захищає автор, полягає у наступному.

Вперше:

1. Обґрунтовано напрям підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах, що забезпечує поліпшення показників до 5 % економічності, 11 % теплових викидів, 5 % шкідливих викидів, 7 % ресурсних та 20 % масогабаритних показників і досягається у пучках еліптичних труб з оребренням, профільованими лунковими системами.

2. Доведено, що в судових енергетичних установках присутні резерви, які дозволяють при проміжному охолодженні, регенерації та утилізації теплоти робочого тіла підвищити їх ККД відповідно на 3%, 5% та 3% шляхом зниження енергетичних втрат у процесах конвективного теплообміну завдяки їх удосконаленню за умови, що співвідношення теплоти, підведеної в циклі, та витрат енергії на переміщення теплоносіїв складає до 1,08; 1,13 та 1,06 відповідно.

3. Обґрунтовано, що підвищення компактності судових енергетичних установок до рівня $0,1...0,2 \text{ кВт/м}^3$ можливо завдяки застосуванню утилізаційних котлів у дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів у газотурбінних установках з компактністю на рівні $60...140 \text{ м}^2/\text{м}^3$, що досягається використанням гладких еліптичних труб із співвідношенням осей $a/b = 2,4...2,6$.

4. Показано, що підвищення компактності судових утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок досягається при використанні гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і поздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1...1,4$ і $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 ...1,9$, що підвищує ефективність перенесення теплоти на 24...31 % у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

5. Доведено, що подальше підвищення компактності суднових енергетичних установок та їх котлів досягається додатковим використанням послідовного розташування лунок на спіральнo-стрічкових ребрах круглих труб зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметра d $H/d = 0,125 \dots 0,5$ та плоских ребрах на еліптичних трубах з $H/d = 0,1 \dots 0,3$, що відповідно підвищує ефективність перенесення теплоти до 33 % та 35 % абсолютних у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

6. Доведено, що для регенераторів суднових енергетичних установок додаткове використання лункових систем з параметрами, аналогічними пункту 5, відповідно підвищує ефективність до 34 % та 36 % абсолютних.

Вдосконалено:

1. Структуру математичної моделі комплексної ефективності енергетичних установок шляхом декомпозиції на рівні головний двигун – двигун внутрішнього згоряння або газотурбінний двигун; теплообмінний апарат – енергетичний і технологічний, яка враховує раціональну організацію процесів перенесення теплоти в їх елементах та вплив на економічні, екологічні, ресурсні і масогабаритні показники цих установок завдяки послідовній реалізації за ієрархією: теплообмінний апарат як елемент енергетичної установки; теплообмінний апарат як система конструктивних елементів; теплопередавальна поверхня теплообмінного апарату як елемент підсистеми.

2. Метод розрахунку теплообмінних апаратів енергетичних установок при спіральному русі теплоносія в каналі шляхом використання узагальненого критеріального рівняння тепловіддачі як добутку двох функцій, які враховують вплив закрутки теплоносія і тепловіддачу в каналі без закрутки, що забезпечує можливість більш широкого узагальнення результатів досліджень.

Отримали подальший розвиток:

1. Метод визначення ефективності теплообмінних апаратів енергетичних установок з урахуванням інтенсивності теплопередачі в каналах різної форми шляхом зіставлення значень фактору аналогії Рейнольдса.

2. Метод оцінки ефективності і досконалості енергетичних установок з теплообмінними апаратами інтегральним показником у вигляді добутку або лінійної згортки як сукупності показників економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик.

Наукові положення, які були сформульовані на основі отриманих наукових результатів:

1. Вдосконалення суднових енергетичних установок можливе за рахунок підвищення показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності шляхом узгодження форми поверхонь конвективного теплообміну в їх елементах, що забезпечує випереджаючий приріст теплопередачі у порівнянні з загальними втратами енергії на переміщення теплоносіїв.

2. Комплексне підвищення ефективності суднових енергетичних установок за рівнями паливної економічності, теплових і шкідливих викидів, ймовірності безвідмовної роботи і масогабаритних характеристик досягається застосуванням теплообмінних апаратів, інтенсифікація процесів перенесення теплоти в яких забезпечує переважаюче зростання теплопередачі над гідродинамічним опором.

3. Рівень ефективності теплообмінних апаратів у складі енергетичних установок з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках характеризується фактором аналогії Рейнольдса, нормованим відповідно до умов теплопередачі гладкого циліндричного каналу.

4. Розроблена концепція комплексного поліпшення показників транспортних та стаціонарних енергетичних установок шляхом використання в їх складі теплообмінних апаратів з випереджаючим зростанням

теплопередачі над гідродинамічним опором узагальнює результати роботи і є подальшим розвитком використання теплообмінників у складі енергетичних установок.

Наукове значення роботи полягає в розробці теоретичного підґрунтя підвищення ефективності енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом раціональної організації процесів проміжного охолодження, регенерації й утилізації теплоти робочого тіла завдяки погодженню форми поверхонь теплообмінних апаратів.

Практичне значення отриманих результатів полягає в удосконаленні енергетичних установок шляхом використання теплообмінних елементів з раціональною організацією процесів перетворення енергії, розробки алгоритму їх розрахунку і програмного забезпечення для його реалізації, визначення схемних рішень та раціональних параметрів процесів перетворення енергії, а також практичних рекомендацій для проєктування.

Результати роботи впроваджені в ДП НВКГ «Зоря»—«Машпроект», ПрАТ «Чорноморсуднопроект», ДП ДПЦК (м. Миколаїв) та *Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd.* (КНР).

Ключові слова: енергетична установка, теплопередавальний елемент, ефективність, інтенсифікація, теплообмінний апарат.

SUMMARY

Kuznetsov V.V. Development of scientific and technical fundamentals of increasing efficiency and compactness of power plants by heat transfer intensification in its elements – Manuscript. Dissertation for the Doctoral Degree of Technical Sciences, Specialty 05.05.03 – Engines and Power Plants (Technical sciences). – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ministry of Education and Science of Ukraine, Mykolaiv, 2024.

Urgency of the research. Increasing the efficiency of transport and stationary power plants is carried out through the improvement of heat conversion processes in its elements. These processes are governed by the laws of thermodynamics and heat transfer and affect the performance of the plants - effective efficiency, level of thermal and mechanical discharges, service life and compactness. Heat exchangers play an important role in this process.

Increase of weight-size parameters of these exchangers has determined the practice request in the modernization process of marine power plants and limitation of its efficiency in the connection with this. The practice request is the development and implementation of scientific and technological solutions to improve the efficiency of heat transfer processes in the heat exchangers of these plants for an integrated improvement of their economical, environmental, resource and weight-size parameters and to ensure the reduction of fuel consumption and waste product consumption.

The current status of increasing efficiency of energy resources utilization and reduction of heat and noise emissions of waste gases in the marine power engineering, substantiates the relevance of improving power plants by intensifying the processes of heat transfer in their heat exchangers and the creation on their basis of equipment with improved economic, environmental, resource and weight-size indexes.

One of the promising ways of intensifying the transfer processes in the heat exchangers is the matching the shape and area of surfaces during the heat transfer in the elements of power plants. This matching is based on the use of internal and external shapes of individual channels at a given size and their spatial arrangement in bundles. An essential difference of such banks of heat-transfer surfaces will be ensuring the predominance of growth of heat transfer over growth of hydrodynamic resistance on its provision. This makes it possible to create compact heat exchangers for the implementation of innovative power plants.

At the same time, the lack of scientifically proven results and recommendations to improve the integrated technical efficiency of power plants by intensifying heat transfer in its elements hinders the implementation of these plants.

The scientific and technical problem, which is solved in the dissertation, is the increasing of the efficiency of energy resources use and reducing the thermal and harmful exhaust emissions of marine power plants by rational organization of energy conversion by matching the shape and area of surfaces during the heat transfer in its elements.

The aim of the research is the improvement of power plants by intensifying the processes of heat transfer in their heat exchangers and creation on their basis the equipment with improved economic, environmental, resource and weight-size indexes.

The main objectives of the research are as follows:

– ensuring the efficiency and compactness of power plants is achieved by combining their parameters of efficiency, environmental friendliness, resource and compactness due to the predominance of growth of transferred heat of primary and secondary energy resources over energy consumption for their transfer with the corresponding intensification of heat transfer processes of heat and reduction of total fuel consumption. The consequence of this is the reduction of thermal and harmful emissions into the environment, the thermal stress state of the elements of power plants and weight-size indexes;

- the predominance of transferred heat growth over the energy consumption for their transfer, as the ratio of heat flow to the energy consumption for the movement of heat carriers in accordance with the Reynolds analogy, is provided by the rational shape of the heat transfer surface area and its spatial arrangement;
- ensuring a rational shape of areas of external and internal heat-transfer surfaces of individual pipes and their bundles is achieved with the same area by reducing the total hydrodynamic resistance mainly due to the form resistance;
- integral efficiency parameter of power plants with heat exchangers allows us to evaluate the comprehensive improvement of their economic, environmental, resource and weight-size parameters.

The main tasks of scientific research are:

1. Reserves determination of complex technical efficiency of marine power plants when improving the total processes of heat transfer in heat-transfer elements and their rational performance depending on the functional affiliation of heat exchangers.
2. Determination of conditions ahead of the increase in the intensity of heat transfer compared to the costs of moving coolants inside and outside the heat transfer surfaces of compact heat exchangers with limitations on resource and weight-size parameters.
3. The substantiation of heat-exchangers with efficient and compact channel bundles in power plants for improving their economic, environmental, resource and weight-size parameters.
4. Ensuring the improvement of power plants with improved economic, environmental, resource and weight-size parameters by using heat-transfer equipment with channel bundles of different shapes and spatial arrangement.

The research object is the processes of energy transformation at heat transfer in the heat-transferring elements of marine power plants and its characteristics.

The research subject is the regularities and parameters of energy transformation processes at heat transfer in the elements of marine power plants and

their influence on efficiency, economic, environmental, resource and weight-size parameters.

The research methods: methods of mathematical and physical modeling of heat transfer processes in heat-transfer elements of power plants; analysis and synthesis in generalizing the available data on the basis of the fundamental equations of heat transfer; comparison of calculated and experimental results to verify the mathematical and physical model; system method for technical solutions of heat-transfer elements of power plants.

The introduction of the dissertation substantiates the urgency of the research, indicates the relationship of the work with scientific programs and topics, formulates the research object and subject, purpose and main objectives, provides research methods, gives the validity of the results and conclusions, defines the scientific novelty and practical importance of the results, reflects the completeness of the presentation of the results in publications, and the degree of approbation at scientific and technical conferences.

The first chapter "Directions for improvement of power plants with heat-exchangers" performs the evaluation of the current level of comprehensive technical efficiency in terms of characteristics - technical and economic, environmental, resource and compactness indicators of stationary and transport power plants. Possibilities of increasing the efficiency potential and compactness of power plants depending on the functional affiliation of their heat-exchangers at intensification of heat transfer processes in them are considered. The analysis results of modern levels of intensity of processes of heat transfer and their influence on characteristics of efficiency and compactness is presented. On this basis, the purpose of the research was substantiated, the statement of tasks was made and the technological map of research was developed.

In the second chapter "Methods and models of research of power plants efficiency and its heat transfer elements" the methodology of mathematical modeling of power plants taking into account its heat exchangers was further

developed. The expediency of using dimensionless similarity Reynolds analogy criteria for analyzing the efficiency of heat transfer processes in pipe bundles is substantiated. Integral criterion of power plants efficiency for comprehensive accounting of economic, environmental, resource and weight-size parameters of power plants is proposed.

The third chapter "Improvement of convective heat transfer processes in heat exchangers based on Reynolds analogy" summarizes the available literature data on the flow inside channels with swirling flow and on rigid surfaces. As a result, for twisted flows, the obtained equation consists of two products, the first of which determines the efficiency of heat exchange in the channel with non-twisted flow, and the second one determines the effect of twisting flow. The obtained dependences for axial-lobe, tangential and screw swirls. The peculiarity of the obtained dependence for heat transfer of rigid channels is the presence of only the relative roughness height δ_r/R as a defining parameter.

The analysis of thermohydrodynamic efficiency in the external flow around smooth profiled surfaces showed that elliptical pipes with axis ratio are more compact $a/b=2.4...2.6$. The obtained criteria dependences for calculations of heat transfer and hydrodynamic resistance in elliptical pipe bundles at their dense arrangement and finned pipes with a pipe-base of circular and elliptical section with applied well systems on the ribs. These results make it possible to carry out an analysis of heat transfer intensification processes at streamline pipe bundles and to substantiate their spatial arrangement in heat-exchangers of power plants.

The fourth chapter "Improvement of heat exchangers characteristics by improving their convective heat transfer processes" presents schematic solutions of heat exchangers of "gas"- "gas" and "gas"- "liquid" type for utilization and regeneration of working body heat of power plants. A feature of the proposed design solutions is the implementation of heat transfer surfaces of profiled smooth or finned pipes, which improved the heat transfer characteristics and compactness of heat exchangers.

The estimation of reduction of weight-size parameters of heat exchangers of "gas"- "gas" type with internal twisting of the flow by axial-blade, tangential and screw swirlers is carried out.

The research of changes in the compactness of heat-exchangers in terms of the relative mass when improving heat transfer processes is carried out.

In the fifth chapter "Improvement of power plant performance with the use of efficient and compact heat exchangers" the influence of heat transfer and heat transfer efficiency indicators of utilization boilers of marine diesel and gas turbine plants, regenerators of gas turbine plants and heat exchangers of conditioning systems on performance indicators of power plants is analyzed. An integral assessment of the efficiency of heat conversion in the marine power plant with the main engine 12S90ME-C9.2 was made, which allowed to determine the change in the criterion and relative weight of the plant elements depending on its efficiency.

The sixth chapter "Implementation of the obtained results in the practice of design, modernization of marine and stationary power plants and prospects for further research" gives recommendations for the design of efficient and compact heat exchangers and presents the implementation of the results of scientific research in the practice of designing and creating systems for regeneration and heat utilization of power plants. The directions for further research in improving the processes of heat transfer and its intensification in marine power plants are formulated.

The validity and reliability of scientific provisions, results and conclusions are based on the use of the fundamental laws of thermodynamics and heat exchange, the system of balance equations of conservation of energy and mass. Reliability of calculation results according to the improved mathematical models is provided by the acceptable discrepancy with the results of physical experiment and experimental data of other researchers.

The scientific novelty of the obtained results, which the author defends, is as follows.

For the first time:

1. It is proved that in marine power engineering there are considerable reserves for reduction of energy losses in processes of heat transfer due to their perfection on condition that the ratio of heat supplied to the cycle to the energy consumption for transferring the heat carriers is up to 1.08, regeneration - 1.13 and recycling of working body heat - 1.06 which allows to increase the efficiency of power plants up to 3.5 and 3% respectively.

2. The use of thermo hydrodynamic intensification of cumulative processes of heat transfer is the most acceptable way for marine power plants in comparison with the existing ones due to the following advantages in improving the parameters: economy - up to 5%, ecology - up to 11%, resource – up to 15% and weight-size - up to 20%.

3. It is proved that at constant values of the total resistance coefficient, the reduction of its component of the form resistance leads to providing in some channels of different shapes to increase the efficiency of heat transfer, with greater compactness have flat-oval tubes with a/b axis ratio = 2,6-2,8.

4. It is proved that elliptical pipes with $a/b = 2.4-2.6$ axis ratio are more compact when heat transfer neo-ridge bundles of channels with different spatial arrangement.

5. It is shown that the use of elliptic smooth beams in their dense arrangement with the ratio of transverse to longitudinal steps $S_1/d_{ekv} = 1.1 \dots 1.4$ and $S_2/d_{ekv} = 1.5 \dots 1.9$ increases the efficiency of heat transfer in the bundles by 24-36 % in comparison with the bundles of smooth pipes.

6. It is proved that the use of dimple systems on finned spiral-tape finned round pipes and flat finned elliptical pipes allows for a simultaneous increase in heat transfer efficiency and hydrodynamic resistance, thus increasing the efficiency of heat transfer in the beams by 18-32%.

Improved:

1. Mathematical model of integrated efficiency of power plants, which takes into account the rational organization of heat transfer processes in its elements and

its impact on economic, environmental, resource and weight-size parameters of these plants;

2. Representation of the generalized criteria equation of heat transfer in the spiral motion of the coolant in the channel as an application of two functions, taking into account the effect of twisting of the coolant and heat transfer in the channel without twisting, which provides an opportunity for a broader generalization of research results.

Further development received:

determination of the intensification level of heat transfer for individual channels of different shapes by comparing the values of the Reynolds analogy factor for them, with the condition that a larger value of this factor characterizes a higher level of intensification;

methodology for assessing the integral index of efficiency of power plants with heat exchangers based on the definition of comprehensive improvement of their economic, environmental resource and weight-size parameters.

Scientific provisions that were formulated on the basis of the scientific obtained results:

1. Improvement of economic, environmental, resource and weight-size parameters of marine power plants is possible due to matching the shape and area of surfaces during heat transfer in their elements on the terms of Reynolds analogy, the value of the complex index, which determines the advanced heat transfer gain compared to the total losses on the movement of heat carrier.

2. The overriding gain in the intensity of heat transfer compared to the costs of moving coolants inside and outside the heat transfer surfaces of compact heat exchangers with limited resource and weight-size parameters are characterized by the corresponding Reynolds analogy factors as the ratio of Nusselt to Euler criteria, normalized to the heat transfer conditions of a smooth cylindrical channel.

3. The methodology of rational use of heat exchangers with efficient and compact channel bundles allows increasing the efficiency, use of energy resources

and resource, as well as reducing the weight, size, thermal and harmful emissions of power plants.

4. The concept of improving economic, environmental, resource and weight-size parameters through the use of heat-transfer equipment with channel bundles of different shapes and spatial arrangement is the scientific and technical basis for the improvement of power plants in marine power engineering and industry.

The scientific significance of the work consists in the development and scientifically substantiated ways of rational organization of heat transfer in power plants with intermediate cooling, regeneration and utilization of working heat, which is the scientific basis for implementing the concept of additional capacity and efficiency of power plants with improved economic, environmental, weight-size parameters by rational organization of energy conversion by coordinating the shape and area of surfaces during heat transfer in their elements.

The practical significance of the obtained results consists in the methodology of improving the power plants based on the rational organization of energy conversion processes in its elements using the secondary heat of power plants, calculation algorithm and software, its implementation, the choice of rational parameters of energy conversion processes in power plants and its elements, schematic solutions of heat exchangers, as well as practical recommendations for the design of their heat transfer surfaces.

The results of the work are implemented in Zorya-Mashproekt, (Mykolaiv), Chernomorsudoproekt (Mykolaiv), SRDSC (Mykolaiv) and Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd. (China).

Key words: power plant, heat-transfer element, efficiency, intensification, heat exchanger.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ
Статті у наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком
МОН України та у іноземних фахових виданнях, включених до
міжнародних наукометричних баз Web of Science Core
Collection та Scopus

1. Кузнецов, В. В. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Промышленная теплотехника [Фахове видання України]. – 2007. – Т. 29, № 7. – С. 117-120. **Видання входить до МНБ – WorldCat, ResearchBib, EBSCO, IndexCopernicus.** Автором виконана оцінка впливу різних способів інтенсифікації теплопередачі на показники теплообмінних апаратів газотурбінних установок.

2. Кузнецов, В.В. Проектирование теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наук. праць [Фахове видання України]. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – № 35. – С. 78-88. **Видання входить до МНБ – IndexCopernicus.** Автором виконана оцінка ефективності застосування профільованих поверхонь теплопередачі для покращення масогабаритних показників регенераторів та утилізаційних котлів газотурбінних установок складних циклів.

3. Кузнецов, В. В. Исследование теплообмена в пучках профилированных труб [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 4/6(40), 2009. – С. 44-47. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).**

Автором визначено вплив геометричних показників «стиснених» пучків еліптичних труб на ефективність тепловіддачі.

4. Кузнецов, В. В. Модульные регенераторы для газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 3/3(45), 2010. – С. 12-15. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).** Автором запропоновані модульні конструкції з еліптичними поверхнями нагріву регенераторів для газотурбінних установок з покращеними масогабаритними показниками.

5. Кузнецов, В. В. Вдосконалення тепломасообмінних характеристик регенераторів промислових газотурбінних двигунів [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Вісник НУК [Електронне фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2010. – № 4. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua>. **Видання входить до МНБ – WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором доведена ефективність застосування еліптичних поверхонь теплопередачі для вдосконалення тепломасообмінних характеристик регенераторів промислових газотурбінних двигунів.

6. Кузнецов, В. В. Підвищення теплогідравлічної ефективності регенераторів газотурбінних установок [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Вісник НУК [Електронне фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2011. – № 2. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua>. **Видання входить до МНБ – WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором отримані результати зміни тепловіддачі і опору для «стиснених» пучків еліптичних труб регенераторів газотурбінних установок на підставі аналогії Рейнольдса і визначена залежність теплогідравлічної ефективності по рядах.

7. Кузнецов, В. В. Теплоотдача при закрутке потока внутри трубчатых каналов теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, В.И. Романов, А.П. Шевцов // Вісник НУК [Електронне фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2011. – № 4. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua>. **Видання входить до МНБ – WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором виконана математична постановка задачі та отримане узагальнююче рішення для тепловіддачі закручених потоків усередині трубчастих каналів теплообмінних апаратів газотурбінних установок.

8. Кузнецов, В. В. Представление и обобщение экспериментальных исследований теплоотдачи при закрутке потока внутри трубчатых элементов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, В.И. Романов, А.П. Шевцов // Збірник наукових праць НУК [Фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2011. – № 5. – С. 69-75. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором визначені дискретні значення функції закрутки для існуючих способів при охолодженні лопаток газових турбін.

9. Кузнецов, В. В. Снижение массогабаритных показателей регенераторов газотурбинных установок путем внутренней закрутки потока [Текст] / В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, А.П. Шевцов, С.Г. Ким // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 3/12(63), 2013. – С. 76–79. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus.)** Автором визначений вплив внутрішньої закрутки потоку на інтенсифікацію процесів у теплопередавальних елементах регенераторів для зниження їх масогабаритних показників.

10. Кузнецов, В. В. Выбор материала теплообменной поверхности регенераторов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК [Фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2013. – № 3. – С. 52-55. *Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).*

11. Дымо, Б. В. Повышение эффективности газоздушного охладителя корабельной энергетической установки [Текст] / Б.В. Дымо, А.Ю. Волошин, А.А. Епифанов, В.В. Кузнецов // Проблемы региональной энергетики. – Молдова: АНРМ, Институт Энергетики. – 2017. – № 2(34). – С. 112-123, doi 10.5281/zenodo.1189332. *Видання входить до МНБ Web of Science Core Collection. Автором виконана обробка результатів експериментальних досліджень процесів перенесення теплоти в газоповітряних охолоджувачах.*

12. Kuznetsov, V. V. Heat transfer inside the rough-walled tubular channels of power plant elements [Text] / V. V. Kuznetsov // Shipbuilding&Marine Infrastructure [Фахове видання України]. 2018, № 1(9), pp. 92-100. doi 10.15589/SMI. 2018.01.13. *Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, Google Scholar, CrossRef, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).*

13. Кузнецов, В. В. Снижение тепловой заметности кораблей класса корвет интенсификацией теплопередачи в элементах системы газовыхлопа [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова // Збірник наукових праць НУК [Фахове видання України]. – 2018. – № 3-4. – С. 19-27, doi 10.15589/jnn20180303. *Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE). Автором визначений вплив внутрішньої закрутки потоку на інтенсифікацію процесів у теплопередавальних елементах регенераторів для зниження їх масогабаритних показників.*

14. Кузнецов, В. В. Оценка теплогидравлической эффективности профилирования оребренных поверхностей судовых утилизационных котлов

[Текст] / В.В. Кузнецов, Г.В. Кузнецов // Судостроение и морская инфраструктура [Фахове видання України]. 2018. – № 2. – С. 245-251. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, Google Scholar, CrossRef, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** doi 10.15589/SMI. 2018.02.27
Автором запропонований спосіб інтенсифікації тепловіддачі пучків оребрених труб з послідовним розташуванням лунок на ребрах.

15. Кузнецов, В. В. Многоуровневая оценка эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок [Текст] // Проблемы региональной энергетики. – Молдова: АНРМ, Институт Энергетики. – 2020. – № 3(47). – С. 28-38, doi 10.5281/zenodo.4018947. **Видання входить до МНБ Web of Science Core Collection.**

16. Kuznetsov, V. V. Justification of efficiency of plain shaped heat exchange surfaces to increase the compactness of power plants [Text] / V.V. Kuznetsov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 6/8 (108) 2020. p. 17-27, doi 10.15587/1729-4061.2020.214829. **Видання входить до МНБ – Scopus, EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).**

17. Kuznetsov, V. Improvement of the cargo fleet vessels power plants ecological indexes by development of the exhaust gas systems [Text] / Valerii Kuznetsov, Boris Dymo, Svitlana Kuznetsova, Mykola Bondarenko, Andrii Voloshyn // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2021. – 1(109). – Vol. 28; pp. 97-104. doi 10.2478/pomr-2021-0009. **Видання входить до МНБ Scopus, Web of Science Core Collection.** *Автором виконані обґрунтування способу покращення екологічних показників суднових енергетичних установок та розрахунків і аналіз результатів ефективності використання інтенсифікації тепловіддачі у насадках ежекційних газовипускних пристроїв.*

18. Kuznetsov, V. The development of long-range heat transfer surfaces for marine diesel engine charge air coolers [Text] / Valerii Kuznetsov, Oleksiy Gogorenko, Svetlana Kuznetsova // Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin. – 2021. – 65(137). – pp. 51–57. doi 10.17402/460. **Видання входить до МНБ – Web of Science Core Collection.** Автором виконане порівняння теплогідравлічної ефективності пучків труб еліптичних, плоскоовальних та круглих перерізів для розробки компактних охолоджувачів наддувного повітря судових дизельних двигунів.

19. Кузнецов, В. В. Ефективність судових енергетичних установок з теплообмінними апаратами з трубних пучків з лунковими системами [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Авіаційно-космічна техніка і технологія [Фахове видання України]. – 2023. – № 4, спецвипуск 2(190). – С. 19-27. **Видання входить до МНБ – Ulrichsweb Global Serials Directory; OCLC WorldCat; DOAJ; Index Copernicus; CiteFactor; AcademicKeys; Infobase Index; WorldCat; Google Scholar; Scillit; OUCI; Sherpa.** doi 10.32620/aktt.2023.4sup2.02. Автором виконане формулювання проблеми, верифікація дослідницької математичної моделі, аналіз результатів верифікації, апробації та перспектив розвитку судової енергетики, формулювання висновків.

20. Kuznetsova, S. Determination of rational design values for gas-air coolers components of exhaust gases of marine power plants [Text] / Svitlana Kuznetsova, Valerii Kuznetsov, Andrii Voloshyn // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2023. – 3(119). – Vol. 30; pp. 81-88. doi 10.2478/pomr-2023-0041. **Видання входить до МНБ Scopus, Web of Science Core Collection.** Автором виконаний розрахунок ефективності використання газоповітряних охолоджувачів повітря з насадками з інтенсифікацією тепловіддачі для зниження кількості шкідливих викидів при роботі судової енергетичної установки.

21. Kuznetsov, V. Increasing the Economic Efficiency of Marine Power Plants Using Waste Heat Boilers with Controlled Flow Separation [Text] / Valerii

Kuznetsov, Svitlana Kuznetsova // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2024. – 3(123). – Vol. 31; pp. 94-101. doi 10.2478/pomr-2024-0039. *Видання входить до МНБ Scopus, Web of Science Core Collection. Автором виконаний розрахунок ефективності використання котлів з контрольованим відривом потоку у складі суднових енергетичних установок.*

Додаткові публікації

Монографії

Кузнецов В.В. Интенсификация теплопередачи в теплообменных аппаратах газотурбинных установок : монографія [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Миколаїв: Видавництво Торубари В.В., 2018, 200 с. *Автором обґрунтовані способи інтенсифікації процесів теплопередачі та визначені розрахункові значення їх ефективності для використання в теплообмінних апаратах газотурбінних установок.*

Патенти на винахід за темою дисертаційного дослідження

1. Патент України на корисну модель №37930, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня [Текст] / Кузнецов В.В., Якимович А.В., Кузнецова С.А.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 29.07.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. №23. *Автором запропоновано виконання трикутної виїмки у точці відриву потоку при зовнішньому обтіканні еліптичної труби для зниження аеродинамічного опору поверхні.*

2. Патент України на корисну модель №65008, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня для експериментальних досліджень [Текст] / Кузнецов В.В., Димо Б.В., Якимович А.В., Кузнецов В.Г., Кузнецова С.А.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 20.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22. *Автором запропоновано виконання теплообмінної поверхні для експериментальних досліджень трубчастих пучків з можливістю зміни поздовжніх і поперечних кроків у процесі виконання досліджень.*

3. Патент України на корисну модель №69706, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня [Текст] / Кузнецов В.В., Кузнецова С.А., Якимович А.В., Кузнецов В.Г.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 25.10.2011; опубл. 10.05.2012, Бюл. №9. *Автором запропоновано використання лункових систем на оребрених еліптичних поверхнях для підвищення інтенсивності тепловіддачі та зниження маси теплообмінної поверхні при однаковій тепловій потужності.*

4. Патент України на корисну модель №135360, МПК F28F 1/10, F28F 1/16. Глушник [Текст] / Кузнецов В.В., Кузнецова С.А., Кузнецов Г.В.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 28.01.2019; опубл. 25.06.2019, Бюл. №12. *Автором запропоновано для теплообмінної оребреної поверхні типу «труба в трубі» шахове розташування лункових систем для зниження рівня шуму, підвищення інтенсивності тепловіддачі та зниження розмірів теплообмінної поверхні при однаковій тепловій потужності.*

Статті

1. Кучеренко, О. С. Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок [Текст] / О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, О.А. Филоненко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Вісник НТУ «ХП». Збірник наук. праць [Фахове видання України]. – Харків: НТУ «ХП». – 2008. – № 35. – С. 89-96. **Видання входить до МНБ – IndexCopernicus.** *Автором отримані показники нагрівачів-утилізаторів повітря для різних газотурбінних двигунів та ступенів регенерації і визначені умови для зниження їх масогабаритних показників.*

2. Кузнецова, С. А. Энергозбереження при експлуатації ГПА на морських об'єктах видобутку та транспортування природного газу [Текст] / С.А. Кузнецова, В.В. Кузнецов // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2008. – № 2. – С. 39-43. **Видання входить до МНБ – URAN (OJS); Google**

Scholar; Open Academic Journal Index (OAJI), WorldCat, BASE, Polska Bibliografia Naukowa, Academic Journal Index, International Institute of Organized Research (I2OR), Academic Keys, Directory of Research Journals Indexing (DRJI), Scientific Indexing Services, Infobase Index. Автором виконана оцінка можливості застосування проміжного охолодження повітря та парового охолодження лопаток при сталому ресурсі газотурбінної установки на підвищення її економічності та потужності.

3. Кузнецов, В. В. Оптимизация массогабаритных показателей регенераторов ГТУ [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 4/6(40), 2009. – С. 48–52. *Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus). Автором доведено зниження масогабаритних показників регенеративних газотурбінних установок за рахунок використання регенераторів з раціональною кількістю ходів у пакеті та труб еліптичного перерізу в ряду шаховим розташуванням.*

4. Romanov, V. V. Performances and application perspectives of air heat recovery turbine units [Text] / V. V. Romanov, S. N. Movchan, V. N. Chobenko, O. S. Kucherenko, V. V. Kuznetsov, A. P. Shevtsov // The Present Status & Future Prospects. GT2010-23129 Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK. *Видання входить до МНБ – Scopus. Автором виконаний аналіз та доведена ефективність застосування інтенсифікації теплопередачі для зниження масогабаритних показників нагрівників-утилізаторів повітряних турбінних теплоутилізуючих установок.*

5. Кучеренко, О. С. Характеристики газотурбинных двигателей с воздушными турбинными теплоутилизирующими установками [Текст] / О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, О.А. Филоненко, В.Н. Чобенко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 3/3(45), 2010. – С. 26–32. *Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).* Автором виконаний аналіз впливу структурних схем газотурбінних установок з повітряними турбінними теплоутилізуючими установками на їх потужність і рівень теплових та шкідливих викидів.

6. Кузнецов, В. В. Тепло- и гидродинамическая эффективность пучков эллиптических труб [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 3/3(45), 2010. – С. 53–57. *Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).* Автором визначена область переважającego зростання тепловіддачі в порівнянні зі зростанням гідродинамічного опору в пучках еліптичних труб без оребрення в порівнянні з пучками оребрених круглих труб.

7. Кузнецов, В. В. Оценка эффективности процессов интенсификации теплопередачи в теплообменных аппаратах [Текст] / В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2014. – № 6. – С. 40-43. *Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).*

8. Кузнецов, В. В. Обобщение закономерностей при теплоотдаче закрученных потоков внутри трубчатых каналов теплопередающих устройств энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2015. – № 4. – С.46-52, doi 10.15589/jnn20150407 *Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).*

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

1. Кузнецов В.В. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Проблемы промышленной теплотехники: Тез. V Междунар. наук.-техн. конф. – Киев: ІТТФ НАНУ, 2007, С. 199-200. *Автор виконав оцінку впливу різних способів інтенсифікації процесів теплопередачі на техніко-економічні і масогабаритні показники теплообмінних апаратів регенеративних газотурбінних установок.*

2. Кузнецов, В. В. Снижение энергопотребления в теплообменных аппаратах применением профилированных поверхностей [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Матеріали І МНТК «Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації», м. Миколаїв, 2008. Ч. II. С. 266-267. *Автором виконаний аналіз і визначено зниження енергоспоживання в теплообмінних апаратах при використанні профільованих гладких поверхонь теплопередачі.*

3. Кузнецов, В. В. Оценка массогабаритных показателей регенераторов с профилированными поверхностями для ГТУ сложных циклов [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Матеріали IV МНТК «Суднова енергетика: стан та проблеми». Україна, м. Миколаїв, 4-5 листопада 2009 р., С. 165-166. *Автором виконана оцінка зниження масогабаритних показників регенераторів газотурбінних установок при виконанні теплообмінних поверхонь з гладких труб еліптичного перерізу.*

4. Кузнецов, В. В. Снижение тепловых выбросов при эксплуатации морских объектов [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова // Матеріали МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2010, С. 190-191. *Автором виконане моделювання процесів перетворення теплоти та доведена ефективність використання профільованих поверхонь нагріву.*

5. Кузнецов, В. В. Совершенствование методики расчета регенераторов с профилированными поверхностями нагрева для газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова, А.В. Якимович // Суднова енергетика: стан та проблеми : матеріали V МНТК, Миколаїв: НУК, 2011. С. 101. *Автором отримані критеріальні залежності для розрахунку процесів тепловіддачі в стиснених пучках еліптичних труб.*

6. Кузнецов, В. В. Выбор материала поверхности теплообмена регенераторов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали III МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2012, С. 262-264.

7. Кузнецов, В. В. Теплоотдача внутри трубчатых каналов теплообменных аппаратов с шероховатыми стенками [Текст] // В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, А.П. Шевцов // Матеріали II МНТК «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2012, С. 69-71. *Автором отримане узагальнююче рівняння для тепловіддачі всередині трубчастих каналів із шорсткими стінками.*

8. Кузнецов, В. В. Исследование сопряженного теплообмена в элементах турбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович, А.Ю. Волошин // Матеріали IV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2013, С. 408-410. *Автором визначені особливості теплообміну і гідродинамічного опору при моделюванні сумісного теплообміну в умовах регенераторів газотурбінних установок та*

виконана оцінка ефективності теплообміну з використанням профільованих поверхонь.

9. Кузнецов, В. В. Интенсификация теплопередачи в регенераторах газотурбинных установок при внутренней закрутке потока [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали IV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2013, С. 410-413. *Автором визначені умови ефективності застосування інтенсифікації теплопередачі шляхом внутрішньої закрутки потоку на зміну масогабаритних показників регенераторів газотурбінних установок.*

10. Кузнецов, В. В. Обобщение закономерностей при теплоотдаче закрученных потоков внутри трубчатых каналов теплопередающих устройств энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII МНТК, ч. 2. Миколаїв, НУК, 2015, С. 200-201.

11. Кузнецов, В. В. Теплоотдача внутри трубчатых каналов с шероховатыми стенками элементов энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні: Матеріали XI МНТК, Миколаїв, НУК, 2016. С. 37-39.

12. Кузнецов, В. В. Оценка влияния профилирования поверхностей теплопередачи на их теплопередающие характеристики [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Язловецький, Г.В. Кузнецов // Матеріали VIII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2017, С. 190-191. *Автором виконана оцінка впливу ефективності профілювання ребрених поверхонь теплопередачі утилізаційних котлів, суміщених із глушниками шуму, на їх теплопередавальні характеристики.*

13. Дымо, Б. В. Повышение эффективности газоздушного охладителя корабельной энергетической установки [Текст] / Б.В. Дымо, А.Ю. Волошин, А.А. Епифанов, В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII МНТК, Миколаїв, НУК, 2017, С. 52-53. *Автором виконана*

обробка результатів експериментальних досліджень процесів перенесення теплоти в газоповітряних охолоджувачах.

14. Кузнецов, В. В. Вдосконалення процесів шумоглушіння з охолодженням відпрацьованих газів в енергетичних установках кораблів типу корвет [Текст] / В.В. Кузнецов, А.Ю. Волошин, А.В. Язловецький, Г.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII МНТК, Миколаїв, НУК, 2017, С. 310-313. *Автором запропоновано та виконаний аналіз результатів ефективності профілювання оребрених поверхонь теплообміну для вдосконалення процесів шумоглушіння з охолодженням відпрацьованих газів в енергетичних установках кораблів типу корвет.*

15. Кузнецов, В. В. Повышение скрытности кораблей класса корвет [Текст] / В.В. Кузнецов, Г.В. Кузнецов // Матеріали IX МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв НУК, Україна, 2018, С. 167. *Автором запропоновано та визначено умови ефективності профілювання оребрених поверхонь теплообміну для підвищення схованості кораблів типу корвет.*

16. Кузнецов, В. В. Оценка эффективности процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали IX МНТК, Миколаїв, НУК, 2019, С. 13-16.

17. Кузнецов, В. В. Многоуровневая оценка эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок [Текст] // Матеріали X МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2020, С. 389-393

18. Кузнецов, В. В. Перспективные поверхности теплопередачи охладителей наддувочного воздуха судовых дизельных двигателей [Текст] / В.В. Кузнецов, А.А. Гогоренко, С.А. Кузнецова // Матеріали X МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2020, С. 167. *Автором запропоновано та виконано обґрунтування способу*

підвищення ефективності охолоджувачів наддувного повітря за рахунок профілювання поверхонь теплопередачі і за допомогою математичного моделювання отримано основні теплотехнічні показники запропонованих поверхонь.

19. Кузнецов, В. В. Покращення масогабаритних показників енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова, Г.В. Кузнецов // «НАУКОВІ ПІДСУМКИ 2020 РОКУ». Збірка наукових праць. – Харків: Технологічний Центр, 2020. – 70 с. *Автором обґрунтовано умови ефективності застосування комплексної інтенсифікації теплопередачі для покращення масогабаритних показників енергетичних установок.*

20. Кузнецов, В. В. Снижение выбросов NO_x при эксплуатации судовых энергетических установок за счет модернизации системы газовыпуска [Текст] / В.В. Кузнецов, Б.В. Дымо, С.А. Кузнецова, А.Ю. Волошин, Г.В. Кузнецов // Матеріали III МНПМК ОНМУ МРР&О-2021. Електронний ресурс <http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/> *Автором виконані обґрунтування способу покращення екологічних показників судових енергетичних установок та розрахунок показників ефективності при використанні інтенсифікації тепловіддачі у насадках ежекційних газовипускних пристроїв.*

21. Кузнецов, В. В. Направления интенсификации процессов теплопередачи в элементах судовых энергетических установок для достижения их заданной эффективности [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали III МНПМК ОНМУ МРР&О-2021. Електронний ресурс <http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/> *Автором виконані обґрунтування напрямків інтенсифікації процесів теплопередачі в елементах судових енергетичних установок та виконана оцінка ефективності їх застосування.*

22. Кузнецов, В. В. Повышение теплогидравлической эффективности и компактности судовых утилизационных котлов [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XII МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон: ХДМА, 2021. С. 135-139.

23. Кузнецов, В. В. Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2021. С. 30-32.

24. Кузнецов, В. В. Інтегральна оцінка ефективності суднових енергетичних установок з урахуванням теплообмінних апаратів [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С. 617-619.

25. Кузнецов, В. В. Підвищення ефективності і компактності суднових енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі і їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали X МНТК «Суднова енергетика: стан та проблеми», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С. 214-217. *Автором виконані обґрунтування напрямків інтенсифікації процесів теплопередачі в елементах суднових енергетичних установок та виконана оцінка ефективності їх застосування.*

26. Кузнецов, В. В. Проектний аналіз надійності теплопередавальних елементів суднових енергетичних установок. Матеріали IV МНПМК ОНМА MPP&O-2022 [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П.Шевцов // Електронний ресурс <https://2022.depas.od.ua> *Автором виконані розрахунки показників надійності теплопередавальних елементів суднових енергетичних установок при інтенсифікації в них процесів теплопередачі.*

27. Кузнецов, В. В. Обґрунтування профілю поверхонь теплопередачі компактних теплообмінних апаратів з заданими масогабаритними показниками у складі енергетичних установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XIII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2022. С. 189-193.

28. Кузнецов, В. В. Визначення умов комплексної технічної ефективності теплообмінних апаратів енергетичних установок [Текст] / В.В.

Кузнецов, Д.І. Чурсін, А.П. Шевцов // Матеріали XIII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2022. С. 218-219. *Автором виконане математичне формулювання умов комплексної технічної ефективності теплообмінних апаратів енергетичних установок.*

29. Кузнецов, В. В. Обґрунтування потенціалу ефективності охолоджувачів наддувного повітря судових дизельних двигунів [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XIV МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон, ХДМА, 2023, С. 219-220.

30. Кузнецов, В. В. Математичне моделювання процесів переносу теплоти і маси в судових енергетичних установках [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали XIV МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон, ХДМА, 2023, С. 221-224. *Автором за допомогою запропонованої математичної моделі енергетичної установки з теплообмінними апаратами розрахована зміна показників її ефективності при використанні профільованих оребрених поверхонь теплопередачі з лунковими системами на ребрах.*

31. Кузнецов, В. В. Підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // XXVIII Міжнародний Конгрес Двигунобудівників. Тези доповідей. 2023 р., м. Харків, С. 15-16. *Автором виконане формулювання проблеми, верифікація дослідницької математичної моделі, аналіз результатів верифікації, апробації та перспектив розвитку судової енергетики, формулювання висновків.*

32. Кузнецов, В. В. Підвищення ефективності судових енергетичних установок профілюванням трубних пучків теплообмінних апаратів лунковими системами [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали XIV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2023. С. 150-152. *Автором виконане формулювання проблеми, верифікація дослідницької математичної моделі, аналіз результатів верифікації,*

математичного моделювання та перспектив впровадження запропонованих теплообмінних апаратів у суднову енергетику, формулювання висновків.

33. Кузнецов, В. В. Оцінка ресурсу суднової енергетичної установки з трубчастими теплообмінними апаратами [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали XV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2024. С. 239-244. *Автором запропонований спосіб оцінки ресурсу теплообмінних апаратів у складі судових енергетичних установок як імовірності неруйнації для визначеного матеріалу та виконанні розрахунки ймовірності безвідмовної роботи системи дизельний двигун-утилізаційний котел без та з інтенсифікацією тепловіддачі.*

34. Кузнецов, В. В. Оцінка теплогідравлічної ефективності теплообмінних елементів судових енергетичних установок при зовнішньому обтіканні труб різного перерізу [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали VIII МНТК «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2024. С. 150-152. *Автором виконана оцінка впливу зростання тепловіддачі і гідродинамічного опору на загальну теплогідравлічну ефективність процесів тепловіддачі і теплопередачі для круглих, еліптичних і плоскоовальних поверхонь судових теплообмінних апаратів.*

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні положення і результати досліджень обговорювалися на таких заходах: I–XV Міжнародних науково-технічних конференціях «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2010–2024); III–XI Міжнародних науково-технічних конференціях «Суднова енергетика: стан та проблеми» (Миколаїв, 2007–2023); I–VIII Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» (Миколаїв, 2010–2024); V–XII Міжнародних науково-технічних конференціях «Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні» (Миколаїв, 2010–2018); I–IV

Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні технології в газотурбобудуванні» (Алушта, 2009–2012); IX Міжнародній науково-технічній конференції «Наукові підсумки-2020» (Харків, 2020); III та IV Міжнародних науково-практичних морських конференціях ОНМУ «MPP&O-2021» та «MPP&O-2022» (Одеса, 2021, 2022); XII та XIV Міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування SEUTTOO-2021 та 2023» (Херсон, 2021, 2023); XXVIII Міжнародному Конгресі Двигунобудівників (Харків, 2023); доповідях на засіданнях Комісії з промислових газових турбін та електроприводів при Відділенні фізико-технічних проблем енергетики НАН України (2010–2014).

Публікації. Основні положення та результати проведених досліджень відображено в 68 друкованих наукових працях, з них 21 основна публікація, у тому числі 14 у наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком МОН України (з них 3 без співавторів), 7 публікацій в іноземних фахових виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз *Scopus* та *Web of Science Core Collection* (з них 2 без співавторів), до додаткових публікацій належать 1 монографія (у співавторстві); 4 патенти України на корисну модель, одна публікація на міжнародній конференції, що входить до наукометричної бази *Scopus*, 7 публікацій у фахових виданнях України, 34 тези доповідей у збірниках матеріалів міжнародних науково-технічних конференцій (з них 10 без співавторів).

Основні наукові положення та результати, що представлені у дисертації, отримані особисто автором в період з 2008 по 2024 роки в Науково-дослідному інституті енергетики та машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. Внесок автора у праці, написані у співавторстві, зазначений біля кожної публікації.

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 6 розділів, висновків і 3 додатків. У додатках наведені технологічна карта роботи, акти,

що підтверджують впровадження результатів досліджень та перелік патентів на корисні моделі. Обсяг дисертації складає 344 сторінки, у т. ч. 256 сторінок основного машинописного тексту, 191 рисунок, 19 таблиць. Список використаних джерел містить 212 найменувань (на 25 сторінках). Додатки розміщені на 14 сторінках.

ЗМІСТ

	стор.
АНОТАЦІЯ	2
SUMMARY	13
УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ, ІНДЕКСИ, БЕЗРОЗМІРНІ ВЕЛИЧИНИ, СКОРОЧЕННЯ	46
ВСТУП	49
ГЛАВА 1. НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ТЕПЛООБМІННИМИ АПАРАТАМИ	59
1.1 Оцінка сучасного рівня комплексної технічної ефективності енергетичних установок	59
1.2 Визначення потенціалу ефективності і компактності енергетичних установок в залежності від функціональних властивостей їх теплообмінних апаратів	66
1.3 Вплив рівня інтенсивності процесів конвективного теплообміну на характеристики ефективності і компактності теплообмінних апаратів енергетичних установок	78
1.4 Визначення науково-прикладної проблеми, мети і задач дослідження	105
Висновки за главою 1	108
ГЛАВА 2. МЕТОДИ І МОДЕЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА ЇХ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ	110
2.1 Методи математичного і фізичного моделювання процесів перенесення теплоти в енергетичних установках та їх елементах	110
2.2 Математична модель комплексної ефективності енергетичної установки з теплообмінними апаратами	111

	стор.
2.3 Визначення комплексної ефективності процесів перетворення енергії в енергетичних установках з теплообмінними апаратами	129
2.4 Фізичне моделювання процесів конвективного теплообміну в елементах енергетичних установок	142
2.5 Верифікація та валідація математичної моделі процесів конвективного теплообміну в елементах енергетичних установок	148
Висновки за главою 2	161
ГЛАВА 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА ПІДСТАВІ АНАЛОГІЇ РЕЙНОЛЬДСА	163
3.1 Теплогідродинамічна оцінка ефективності процесів тепловіддачі при течії всередині каналів теплообмінних апаратів	163
3.2 Оцінка теплогідравлічної ефективності при зовнішньому обтіканні поверхонь	189
3.3 Інтенсифікація процесів теплопередачі при обтіканні поверхонь різної форми пучків каналів	208
3.4 Обґрунтування просторового розташування пучків каналів для теплообмінних апаратів енергетичних установок	214
3.5 Визначення компактності пучків каналів для теплообмінних апаратів енергетичних установок	215
Висновки за главою 3	218
ГЛАВА 4. ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ЗА РАХУНОК ВДОСКОНАЛЕННЯ В НИХ ПРОЦЕСІВ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ	220
4.1 Схемні рішення і характеристики суднових утилізаційних котлів з модернізованою теплопередавальною поверхнею	220

	стор.
4.2 Покращення характеристик компактності охолоджувачів наддувного повітря суднових двигунів	231
4.3 Покращення характеристик компактності регенераторів суднових газотурбінних установок	233
4.4 Покращення характеристик компактності регенераторів газоперекачувальних станцій	239
4.5 Покращення характеристик компактності утилізаційних котлів енергетичних газотурбінних установок	249
4.6 Покращення характеристик нагрівача-утилізатора повітряної теплоутилізуючої турбінної установки	250
4.7 Покращення характеристик апаратів повітряного охолодження	252
4.8 Оцінка зміни ресурсу теплопередавальних елементів енергетичних установок	255
Висновки за главою 4	258
ГЛАВА 5. ПОЛІПШЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЕФЕКТИВНИХ І КОМПАКТНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	260
5.1 Покращення характеристик двигунів та енергетичних установок за рахунок використання в них вдосконалених теплообмінних апаратів	260
5.2 Зміна показників екологічної ефективності енергетичних установок	269
5.3 Оцінка зміни ресурсних показників енергетичних установок	270
5.4 Інтегральна оцінка комплексної ефективності енергетичних установок	275
Висновки за главою 5	278

ГЛАВА 6. ВПРОВАДЖЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ В ПРАКТИКУ ПРОЕКТУВАННЯ, МОДЕРНІЗАЦІЇ СУДНОВИХ ТА СТАЦІОНАРНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ПЕРСПЕКТИВИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	279
6.1 Розробка рекомендацій для проектування ефективних і компактних теплообмінних апаратів для енергетичних установок	279
6.2 Реалізація результатів наукового дослідження в практику проектування та створення систем охолодження, регенерації і утилізації теплоти енергетичних установок	281
6.3 Перспективи використання отриманих результатів для вдосконалення систем газовипуску суднових двигунів внутрішнього згоряння	295
Висновки за главою 6	303
ВИСНОВКИ ПО ДИСЕРТАЦІЙНІЙ РОБОТІ	305
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	308
ДОДАТКИ	333

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ, ІНДЕКСИ, БЕЗРОЗМІРНІ ВЕЛИЧИНИ, СКОРОЧЕННЯ

Позначення

- a – найбільший розмір каналу, м;
 b – найменший розмір каналу, м;
 c – масова теплоємність, кДж/(кг·К);
 d – діаметр, характерний розмір, м;
 g – витрата, кг/с, кг/(кВт·год);
 k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); показник адіабати;
 l – довжина, м;
 $\bar{m}$ – відносна маса;
 q – густина теплового потоку, Вт/м²;
 s – крок розташування елементів шорсткості, м; крок труб у пучку, м;
 t – температура, °С;
- F – площа, м²;
 M – маса, кг;
 N_e – ефективна потужність, кВт;
 R, r – радіус каналу, м;
 Q – тепла потужність, кВт;
 S – площа, м², товщина, мм;
 T – температура, К;
 V – об'єм, м³;
- Eu – число Ейлера;
 Gr – число Грасгофа;
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – число Прандтля;

Re – число Рейнольдса;

α – коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

δ – товщина стінки, висота елемента шорсткості, м; товщина виштовхування;

η – коефіцієнт корисної дії, ефективність;

λ – коефіцієнт теплопровідності, $Вт/(м \cdot К)$;

$\bar{v}$ – відносний об'єм;

ξ – коефіцієнт опору;

π_k – ступінь підвищення тиску у компресорі;

σ – ступінь регенерації теплоти у циклі; відносний крок труб у пучках;

φ – кут закрутки;

x – координата;

Δ – величина недоохолодження робочого тіла;

Φ – параметр закрутки потоку ;

Λ – формпараметр;

Індекси

вн – внутрішній;

г – гарячий; гази;

гл – гладкий канал;

е – ефективний;

екв – еквівалентний;

зв – зовнішній;

онп – охолоджувач наддувного повітря;

ох – охолодження;

сут – система утилізації теплоти;

т – тепловий;

то – теплообмінник;

x – холодний;

φ – шорсткість;

УК – утилізаційний котел;

Σ – сумарний;

$\min$ – мінімальне значення;

$\max$ – максимальне значення;

p – ізобарний;

1 – поперечний, зовнішній, перша частина компресору, вхід;

2 – повздовжній, внутрішній, друга частина компресору, вихід;

Скорочення

БГПТУ – бінарна газопаротурбінна установка;

ВГ – відпрацьовані гази;

ГД – головний двигун;

ГТД – газотурбінний двигун;

ДД – дизельний двигун;

ЕУ – енергетична установка;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ОНП – охолоджувач наддувного повітря;

ПТ – поверхня теплопередачі;

ТА – теплообмінний апарат;

УК – утилізаційний котел;

IMO – *International Marine Organization*.

ВСТУП

Актуальність теми. Одним зі способів вдосконалення суднових та стаціонарних енергетичних установок є підвищення ефективності процесів перетворення теплоти в їх елементах. Такі процеси підпорядковуються законам термодинаміки, гідрогазодинаміки і тепломасообміну та впливають на ефективний коефіцієнт корисної дії таких установок, рівень теплових і шкідливих викидів, їх ресурс та компактність. При цьому, значний вплив на зазначені показники мають їх теплообмінні апарати як невід’ємні елементи енергетичних установок.

Удосконалення суднових енергетичних установок та зростання масогабаритних показників теплообмінних апаратів у зв’язку з цим визначило **запит практики** на розробку і впровадження науково-технічних рішень інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в цих апаратах для комплексного поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик та забезпечення зменшення споживання палива й теплових і шкідливих викидів.

Проблемами інтенсифікації теплопередачі в теплообмінних апаратах енергетичних установок займаються провідні академічні інститути і навчальні заклади України: Інститут технічної теплофізики, Інститут гідромеханіки (м. Київ), Інститут енергетичних машин і систем імені А.М. Підгорного (м. Харків) НАН України, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (м. Київ), Національний технічний університет «ХПІ», Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» (м. Харків), Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв), Національний університет «Одеська морська академія», Одеський національний морський університет (м. Одеса), Херсонська державна морська академія (м. Херсон).

Над проблемами суднової та корабельної енергетики працюють науковці ДП НВКГ «Зоря»—«Машпроект», ДП ДПЦК, ПрАТ «Чорноморсуднопроект», АТ «Завод «Екватор» (м. Миколаїв), ТОВ «Морське інженерне бюро» (м. Одеса). Роботи в галузі суднової енергетики виконують дослідні центри і фірми-виробники енергетичного обладнання, таких як Харбінський дослідний інститут судових котлов і турбін, *MAN Diesel&Turbo SE*, *WIN GD (Wartsila)*, *Siemens*, *Rolls-Royce*, *Mitsubishi Heavy Industries*, *Kawasaki Heavy Industries*, *Alfa-Laval* та ін.

Вирішенню проблем підвищення ефективності процесів перенесення теплоти в елементах енергетичних установок присвячені численні роботи як вітчизняних, так і закордонних вчених В.М. Бузніка, В.М. Антуф'єва, Е.К. Калініна, Г.О. Дрейцера, Ю.О. Бистрова, С.О. Ісаєва, М.А. Кудрявцева, О.І. Леонтєва, А.А. Халатова, Є.М. Письменного, С.В. Рижкова, *D.Q. Kern*, *A.D. Kraus*, *W.M. Kays*, *A.L. London*, *M.S. Sohal*, *J.E. O'Brien*, *A. Shahane*, *L. Ghodake*, *D.T. Kashid*, *S. Lopata*, *T. Stelmach*, *A. Hasan* та ін.

Аналіз сучасного стану проблеми підвищення ефективності перетворення енергетичних ресурсів та зниження теплових та шкідливих викидів відпрацьованих газів теплових двигунів в судновій енергетиці обґрунтовує актуальність вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах, що сприятиме створенню на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками

Одним із перспективних напрямів інтенсифікації процесів в теплообмінних апаратах є погодження форми і площі поверхонь при конвективному теплообміні в елементах енергетичних установок. Це погодження базується на використанні внутрішньої і зовнішньої форм поодиноких каналів при заданих розмірах та їх просторовому розташуванні у пучках. Суттєвою відмінністю таких пучків теплопередавальних поверхонь буде забезпечення переважаючого зростання теплопередачі над зростанням

гідродинамічного опору на її забезпечення, що дасть можливість створення на їх основі компактних теплообмінних апаратів для використання в суднових енергетичних установках.

Таким чином, обмеженість науково обґрунтованих результатів і рекомендацій щодо підвищення комплексної технічної ефективності енергетичних установок за рахунок інтенсифікації процесів теплопередачі в їх елементах стримує реалізацію цих установок і обґрунтовує **актуальність** теми дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до тематичного плану прикладних науково-дослідних робіт держбюджетних робіт Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова в рамках пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки в Україні. Наведені в дисертації матеріали узагальнюють результати досліджень, виконаних автором у рамках прикладних науково – дослідних держбюджетних робіт № 0110U001324 «Підвищення технічного рівня ГТУ на основі енергоефективного і енергозберігаючого теплопередавального обладнання», № 0117U000360 «Розробка аерозольних градієнтних технологій для систем життєзабезпечення суден і кораблів» в яких автор приймав участь як відповідальний виконавець, та № 0117U000884 «Вдосконалення процесів шумоглушіння з охолодженням відпрацьованих газів в енергетичних установках кораблів класу корвет» в якій автор був науковим керівником.

Науково-прикладною проблемою, що вирішується в дисертаційній роботі, є підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів, при достатньому ресурсі і компактності суднових енергетичних установок, шляхом пріоритетного підвищення інтенсивності теплопередачі порівняно з впливом гідродинамічного опору завдяки раціональному погодженню форми і площі поверхонь при конвективному теплообміні в їх елементах.

Мета дослідження – вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками.

Робочі наукові гіпотези сформульовані наступним чином:

- забезпечення ефективності енергетичних установок досягається сукупністю показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності за умови переважаючого зростання переданої теплоти первинних і вторинних енергоресурсів над витратами енергії на їх перенесення у теплообмінних апаратах з інтенсифікацією процесів теплопередачі і, як наслідок, зниження загальної витрати палива, теплових та шкідливих викидів у навколишнє середовище, теплонапруженого стану елементів енергетичних установок і масогабаритних показників;
- переважаюче зростання переданої теплоти над витратами енергії на її перенесення в теплообмінних апаратах енергетичних установок як відношення потоку теплоти до витрат енергії на рух теплоносіїв відповідно до аналогії Рейнольдса забезпечується раціональною формою теплопередавальної поверхні та просторовим розташуванням її елементів;
- забезпечення раціональної форми зовнішніх і внутрішніх теплопередавальних поверхонь поодиноких каналів та їх просторового розташування у пучках теплообмінних апаратів енергетичних установок досягається за однакової площі зниженням сумарного гідродинамічного опору переважно за рахунок опору форми;
- запропонований інтегральний показник ефективності енергетичних установок з теплообмінними апаратами дозволяє оцінити комплексне поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик.

Головні задачі наукового дослідження:

1. Визначення резервів підвищення ефективності суднових енергетичних установок при вдосконаленні сукупних процесів конвективного теплообміну у теплопередавальних елементах та їх раціональних показників у залежності від функціонального призначення теплообмінних апаратів.

2. Обґрунтування підходу та фактору підвищення ефективності і компактності суднових енергетичних установок за умови випередження приросту інтенсивності конвективного теплообміну у порівнянні з витратами на переміщення теплоносіїв в їх теплообмінних апаратах з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках у складі енергетичних установок.

3. Обґрунтування використання в енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними і компактними пучками каналів для поліпшення економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик установок.

4. Забезпечення вдосконалення енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом використання теплопередавального обладнання з пучками каналів різної форми та просторовим розташуванням.

Об'єктом дослідження є процеси енергоперетворення при конвективному теплообміні в теплопередавальних елементах суднових енергетичних установок та їх характеристики.

Предметом дослідження є закономірності та параметри процесів енергоперетворення при конвективному теплообміні в елементах суднових енергетичних установок та їх вплив на сукупність економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних показників, що визначають комплексну ефективність.

Методи дослідження: математичне моделювання процесів конвективного теплообміну в теплопередавальних елементах енергетичних установок; аналіз і синтез при узагальненні наявних даних на базі фундаментальних рівнянь перенесення теплоти; зіставлення розрахункових і

експериментальних результатів для верифікації та валідації математичної моделі; системний аналіз для технічних рішень використання в енергетичних установках теплопередавальних елементів.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, результатів та висновків базується на використанні фундаментальних законів термодинаміки, гідрогазодинаміки і тепломасообміну, системи балансових рівнянь збереження енергії та маси. Достовірність результатів розрахунків по вдосконалених математичних моделях забезпечена припустимою розбіжністю з результатами фізичного експерименту і наявними експериментальними даними.

Наукова новизна отриманих результатів, які захищає автор, полягає у наступному.

Вперше:

1. Обґрунтовано напрям підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах, що забезпечує поліпшення показників до 5 % економічності, 11 % теплових викидів, 5 % шкідливих викидів, 7 % ресурсних та 20 % масогабаритних показників і досягається у пучках еліптичних труб з орєбренням, профільованими лунковими системами.

2. Доведено, що в суднових енергетичних установках присутні резерви, які дозволяють при проміжному охолодженні, регенерації та утилізації теплоти робочого тіла підвищити їх ККД відповідно на 3%, 5% та 3% шляхом зниження енергетичних втрат у процесах конвективного теплообміну завдяки їх удосконаленню за умови, що співвідношення теплоти, підведеної в циклі, та витрат енергії на переміщення теплоносіїв складає до 1,08; 1,13 та 1,06 відповідно.

3. Обґрунтовано, що підвищення компактності суднових енергетичних установок до рівня $0,1...0,2 \text{ кВт/м}^3$ можливо завдяки застосуванню утилізаційних котлів у дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів у газотурбінних установках з компактністю на рівні $60...140 \text{ м}^2/\text{м}^3$, що

досягається використанням гладких еліптичних труб із співвідношенням осей $a/b = 2,4 \dots 2,6$.

4. Показано, що підвищення компактності суднових утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок досягається при використанні гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і поздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,4$ і $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 \dots 1,9$, що підвищує ефективність перенесення теплоти на 24...31 % у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

5. Доведено, що подальше підвищення компактності суднових енергетичних установок та їх котлів досягається додатковим використанням послідовного розташування лунок на спірально-стрічкових ребрах круглих труб зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметра d $H/d = 0,125 \dots 0,5$ та плоских ребрах на еліптичних трубах з $H/d = 0,1 \dots 0,3$, що відповідно підвищує ефективність перенесення теплоти до 33 % та 35 % абсолютних у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

6. Доведено, що для регенераторів суднових енергетичних установок додаткове використання лункових систем з параметрами, аналогічними пункту 5, відповідно підвищує ефективність до 34 % та 36 % абсолютних.

Вдосконалено:

1. Структуру математичної моделі комплексної ефективності енергетичних установок шляхом декомпозиції на рівні головний двигун – двигун внутрішнього згоряння або газотурбінний двигун; теплообмінний апарат – енергетичний і технологічний, яка враховує раціональну організацію процесів перенесення теплоти в їх елементах та вплив на економічні, екологічні, ресурсні і масогабаритні показники цих установок завдяки послідовній реалізації за ієрархією: теплообмінний апарат як елемент енергетичної установки; теплообмінний апарат як система конструктивних елементів; теплопередавальна поверхня теплообмінного апарату як елемент підсистеми.

2. Метод розрахунку теплообмінних апаратів енергетичних установок при спіральному русі теплоносія в каналі шляхом використання узагальненого

критеріального рівняння тепловіддачі як добутку двох функцій, які враховують вплив закрутки теплоносія і тепловіддачу в каналі без закрутки, що забезпечує можливість більш широкого узагальнення результатів досліджень.

Отримали подальший розвиток:

1. Метод визначення ефективності теплообмінних апаратів енергетичних установок з урахуванням інтенсивності теплопередачі в каналах різної форми шляхом зіставлення значень фактору аналогії Рейнольдса.

2. Метод оцінки ефективності і досконалості енергетичних установок з теплообмінними апаратами інтегральним показником у вигляді добутку або лінійної згортки як сукупності показників економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик.

Наукові положення, які були сформульовані на основі отриманих наукових результатів:

1. Вдосконалення суднових енергетичних установок можливе за рахунок підвищення показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності шляхом узгодження форми поверхонь конвективного теплообміну в їх елементах, що забезпечує випереджаючий приріст теплопередачі у порівнянні з загальними втратами енергії на переміщення теплоносіїв.

2. Комплексне підвищення ефективності суднових енергетичних установок за рівнями паливної економічності, теплових і шкідливих викидів, ймовірності безвідмовної роботи і масогабаритних характеристик досягається застосуванням теплообмінних апаратів, інтенсифікація процесів перенесення теплоти в яких забезпечує переважаюче зростання теплопередачі над гідродинамічним опором.

3. Рівень ефективності теплообмінних апаратів у складі енергетичних установок з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках характеризується фактором аналогії Рейнольдса, нормованим відповідно до умов теплопередачі гладкого циліндричного каналу.

4. Розроблена концепція комплексного поліпшення показників транспортних та стаціонарних енергетичних установок шляхом використання в їх складі теплообмінних апаратів з випереджаючим зростанням теплопередачі над гідродинамічним опором узагальнює результати роботи і є подальшим розвитком використання теплообмінників у складі енергетичних установок.

Наукове значення роботи полягає в розробці теоретичного підґрунтя підвищення ефективності енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом раціональної організації процесів проміжного охолодження, регенерації й утилізації теплоти робочого тіла завдяки погодженню форми поверхонь теплообмінних апаратів.

Практичне значення отриманих результатів полягає в удосконаленні енергетичних установок шляхом використання теплообмінних елементів з раціональною організацією процесів перетворення енергії, розробки алгоритму їх розрахунку і програмного забезпечення для його реалізації, визначення схемних рішень та раціональних параметрів процесів перетворення енергії, а також практичних рекомендацій для проєктування.

Результати роботи впроваджені в ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект», ПрАТ «Чорноморсуднопроект», ДП ДПЦК (м. Миколаїв) та *Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd.* (КНР).

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні положення і результати досліджень обговорювалися на таких заходах: I–XV Міжнародних науково-технічних конференціях «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (м. Миколаїв, 2010–2024); III–XI Міжнародних науково-технічних конференціях «Суднова енергетика: стан та проблеми» (м. Миколаїв, 2007–2023); I–VIII Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» (м. Миколаїв, 2010–2024); V–XII Міжнародних науково-технічних конференціях «Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні» (м. Миколаїв, 2010–2018); I–IV Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні технології в

газотурбобудуванні» (м. Алушта, 2009–2012); IX Міжнародній науково-технічній конференції «Наукові підсумки-2020» (м. Харків, 2020); III та IV Міжнародних науково-практичних морських конференціях ОНМУ «МРР&О-2021» та «МРР&О-2022» (м. Одеса, 2021, 2022); XII та XIV Міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2021 та 2023» (м. Херсон, 2021, 2023); XXVIII Міжнародному Конгресі Двигунобудівників (м. Харків, 2023); доповідях на засіданнях Комісії з промислових газових турбін та електроприводів при Відділенні фізико-технічних проблем енергетики НАН України (м. Київ, 2010–2014).

Публікації. Основні положення та результати проведених досліджень відображено в 68 друкованих наукових працях, з них 21 основна публікація, у тому числі 14 у наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком МОН України (з них 3 без співавторів), 7 публікацій в іноземних фахових виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз *Scopus* та *Web of Science Core Collection* (з них 2 без співавторів), до додаткових публікацій належать 1 монографія (у співавторстві); 4 патенти України на корисну модель, одна публікація на міжнародній конференції, що входить до наукометричної бази *Scopus*, 7 публікацій у фахових виданнях України, 34 тези доповідей у збірниках матеріалів міжнародних науково-технічних конференцій (з них 10 без співавторів).

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 6 розділів, висновків і 3 додатків. У додатках наведені технологічна карта роботи, акти, що підтверджують впровадження результатів досліджень, та перелік патентів на корисні моделі. Обсяг дисертації складає 344 сторінок, у т. ч. 256 сторінок основного машинописного тексту, 191 рисунок, 19 таблиць. Список використаних джерел містить 212 найменувань (на 25 сторінках). Додатки розміщені на 14 сторінках.

ГЛАВА 1. НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ТЕПЛООБМІННИМИ АПАРАТАМИ

1.1. Оцінка сучасного рівня комплексної технічної ефективності енергетичних установок

Одним зі способів вдосконалення суднових та стаціонарних енергетичних установок є підвищення ефективності процесів перетворення теплоти в їх елементах. Такі процеси підпорядковуються законам термодинаміки, гідрогазодинаміки і тепломасообміну та впливають на ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) таких установок, рівень теплових і шкідливих викидів, їх ресурс та компактність. При цьому, значний вплив на зазначені показники мають їх теплообмінні апарати як невід’ємні елементи енергетичних установок.

Одними з основних типів теплових двигунів, які використовуються в сучасних енергетичних установках, є дизельні і газотурбінні двигуни. Дизельні двигуни використовуються в якості головних здебільшого у транспортній енергетиці, газо- і газопаротурбінні – у транспортній та стаціонарній енергетиці.

Ефективний ККД головних двигунів суднових і транспортних енергетичних установок представлений на рис.1.1. Малообертові дизельні двигуни на теперішній час мають найвищі показники економічної ефективності як головні двигуни транспортних суден. ККД таких двигунів на рідкому паливі досягає 51%, на рідкому та газоподібному – 53%. Також, порівняно високу ефективність до 50% мають чотирьохтактні двигуни компаній *MAN B&W* та *Wartsila*, які здебільшого використовуються в якості пропульсивних у складі дизель-редукторних установок. Ефективність газотурбінних двигунів простого циклу досягає 40%, складних – до 60% [1-12].

Робота енергетичних установок має негативний локальний і глобальний вплив на навколишнє середовище, що обумовлено тепловим забрудненням навколишнього середовища; викидами діоксиду вуглецю, що є основним

чинником виникнення парникового ефекту, оксидів сірки та азоту, монооксидів вуглецю; скиданням нагрітих вод; споживанням у великих об'ємах кисню і води.

Рівні шкідливих викидів визначаються досконалістю процесів згоряння, агрегатним станом і хімічним складом палива, режимом експлуатації двигунів при їх заданих показниках потужності в складі енергетичної установки. Кількісні показники викидів, що визначені в основному експериментальним шляхом, представлені на рис. 1.2, 1.3, 1.4 [13, 14, 15].

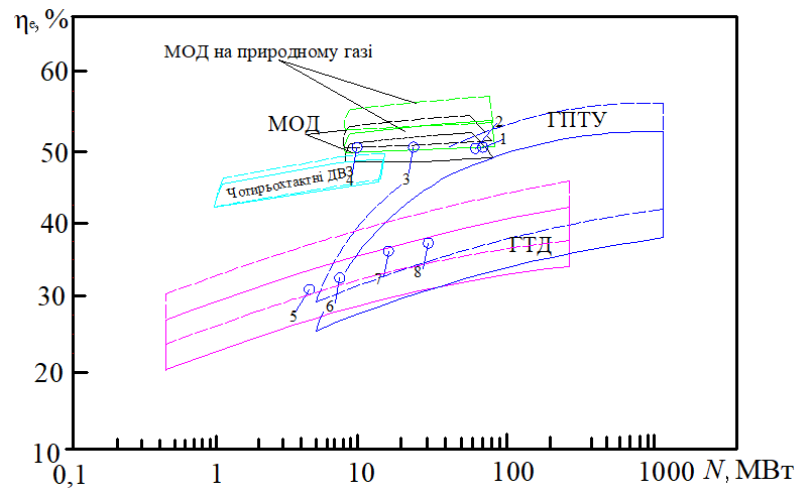


Рисунок 1.1 – Ефективний ККД головних двигунів та енергетичних установок (суднових, транспортних, стаціонарних і промислових) 1 - 10G95ME-C10.6; 2 – 10S90ME-C10.6; 3 – 6S70ME-C10.5; 4 – 6S50ME-C9.7; 5 – UGT 3000 (ДЕ76); 6 – UGT 6000 (ДП71); 7 – UGT 15000 (ДА90); 8 – UGT 25000 (ДА80);

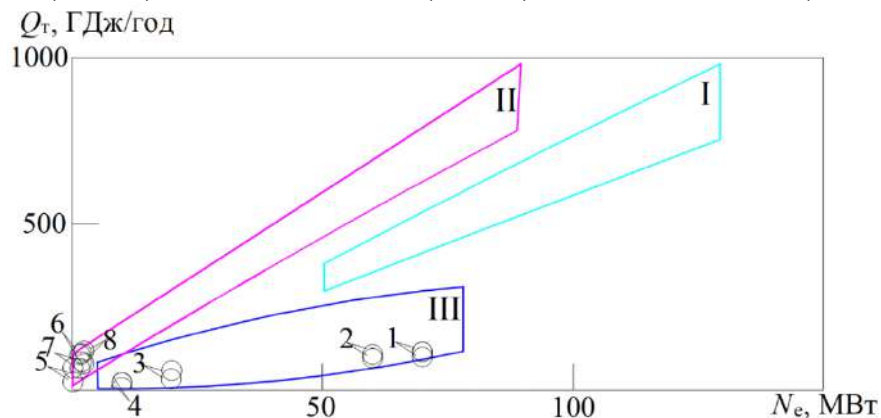


Рисунок 1.2 – Рівень теплових викидів з відпрацьованими газами енергетичних установок: I – ГПТУ, II – ГТД, III – МОД: 1 - 10G95ME-C10.6; 2 – 10S90ME-C10.6; 3 – 6S70ME-C10.5; 4 – 6S50ME-C9.7; 5 – UGT 3000 (ДЕ76); 6 – UGT 6000 (ДП71); 7 – UGT 15000 (ДА90); 8 – UGT 25000 (ДА80)

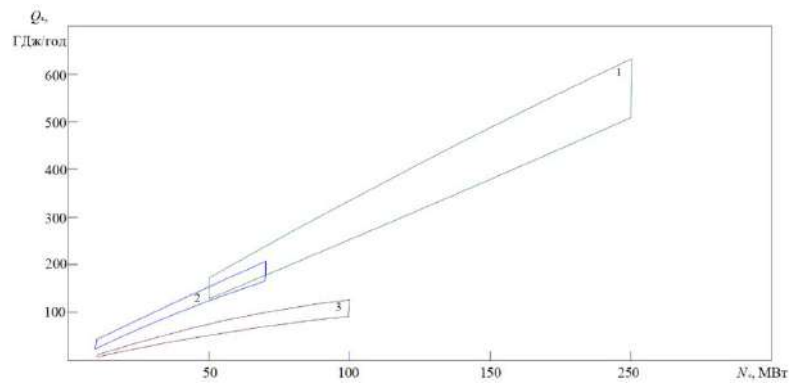


Рисунок 1.3 – Рівень теплових викидів з охолоджуючою водою енергетичних установок: 1 – БГПТУ, 2 – МОД, 3 –ГТД (суднових, стаціонарних)

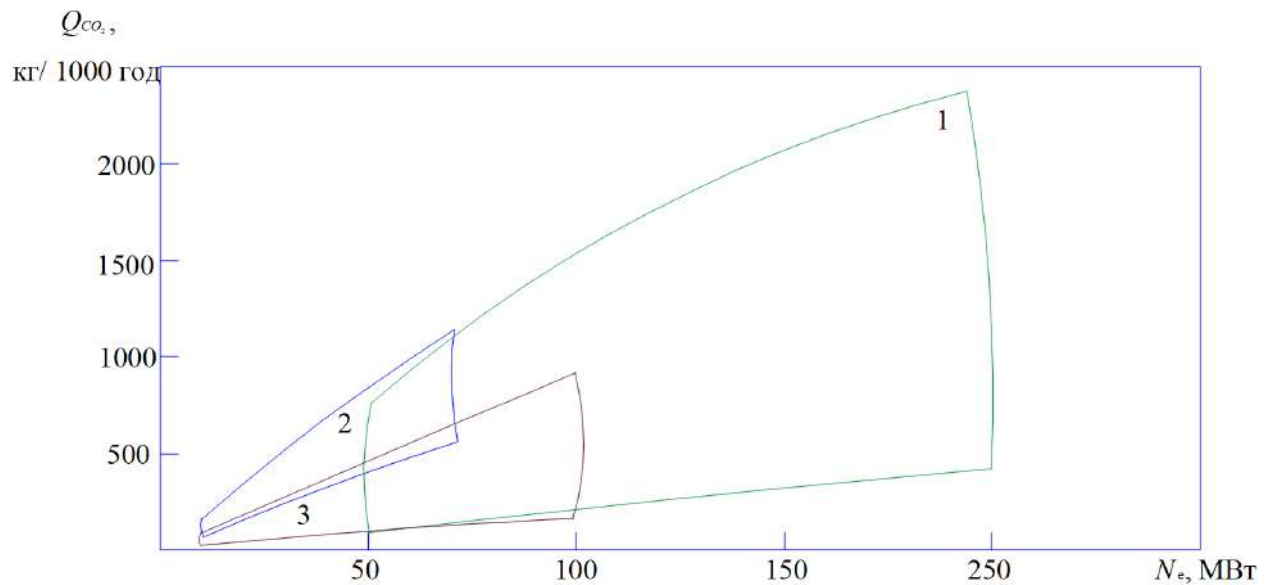
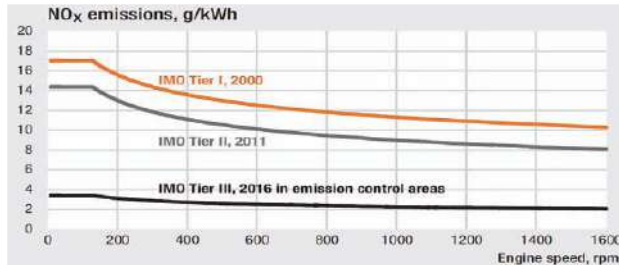


Рисунок 1.4 – Рівень викидів CO_x з відпрацьованими газами: 1 – БГПТУ, 2 – ЕУ з ГТД, 3 – ЕУ з ДД (суднові, транспортні, стаціонарні і промислові)

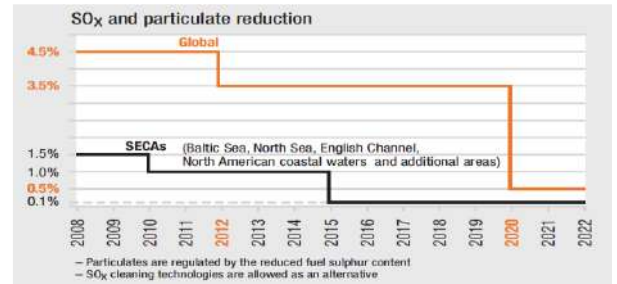
Введення в дію нових вимог Міжнародної морської організації (IMO) викликало необхідність значного зниження рівня викидів NO_x і SO_x (рис. 1.5), оскільки вони складають значну частину у відпрацьованих газах суднових дизельних енергетичних установок [16]. Якщо проблема зниження рівня SO_x вирішується переходом до використання в енергетичних установках сортів палива з низьким вмістом сірки, то зниження рівня NO_x вимагає значних експлуатаційних витрат [17].

Ефективність перетворення теплоти в енергетичних установках впливає і на їх ресурс (рис.1.6) [18].

Одним з раціональних напрямків вдосконалення теплових двигунів і енергетичних установок є підвищення ефективності перенесення теплоти робочого тіла між їх елементами. Дійсним способом цього напрямку є проміжне охолодження, регенерація і утилізація теплоти робочого тіла, тобто перехід до складних циклів енергетичних установок.



а



б

Рисунок 1.5 – Зниження рівня шкідливих викидів у відповідності до вимог ІМО

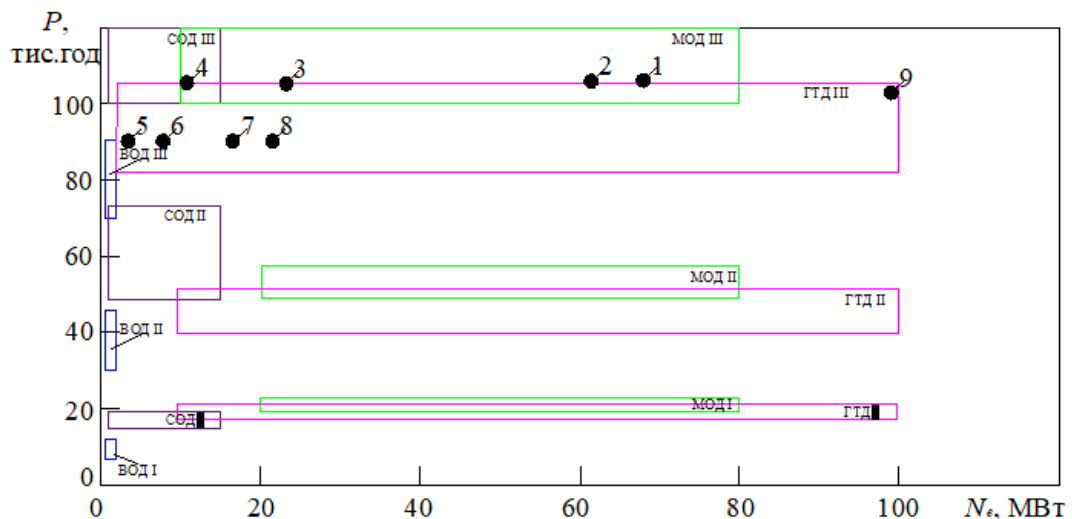


Рисунок 1.6 – Ресурсні показники енергетичних установок: І – до повного перебирання; ІІ – до капітального ремонту; ІІІ – повний: 1 – 10G95ME-C10.6; 2 – 10S90ME-C10.6; 3 – 6S70ME-C10.5; 4 – 6S50ME-C9.7; 5 – UGT 3000 (ДЕ76); 6 – UGT 6000 (ДП71); 7 – UGT 15000 (ДА90); 8 – UGT 25000 (ДА80); 9 – ГТД-110

Реалізація цих процесів призводить до підвищення масогабаритних показників установок та зниженню їх компактності, які визначаються

інтенсивністю процесів перенесення теплоти (рис.1.7, 1.8). В якості показників компактності енергетичних установок прийняті: відносні маса і об'єм

$$\bar{m} = \frac{M_y}{N_e}, \text{ кг/Вт}, \quad (1.1)$$

$$\bar{v} = \frac{V_y}{N_e}, \text{ м}^3/\text{Вт}, \quad (1.2)$$

де M_y V_y – відповідно маса і об'єм основних елементів установки (головний двигун, передача, споживач енергії, елементи системи регенерації і утилізації теплоти – регенератор, утилізаційний котел); N_e – ефективна потужність енергетичної установки.

Оцінка значень цих показників для основних типів енергетичних установок представлена на рис.1.10 та 1.11. Вихідні дані для оцінки прийняті по [1-12, 18-22]. Підвищення відносної маси для суднових енергетичних установок з малообертовими двигунами при застосуванні утилізації теплоти в утилізаційних котлах складає до 10%, відносного об'єму – до 8%. Показники суднових газопаротурбінних установок залежать від їх кількості та компонування у складі установки.

Таким чином, проведений аналіз показав, що обмеженість у підвищенні економічної ефективності і зменшенні теплових викидів з відпрацьованими газами енергетичних установок викликана зростанням масогабаритних показників їх теплообмінних апаратів, які мають високі значення при реалізації необхідних теплових потоків. Одночасно інтенсифікація теплопередачі в рекуперативних теплообмінних апаратах при конвективному теплообміні підвищує потужність енергетичної установки та знижує витрату палива і шкідливі викиди з відпрацьованими газами.

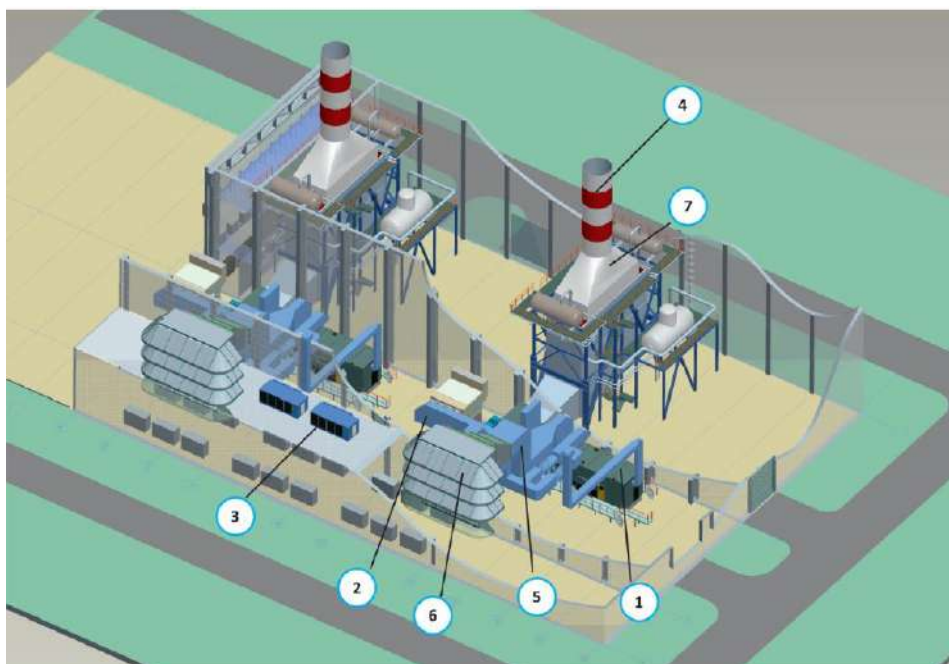


Рисунок 1.7 – Принципова схема розташування основного обладнання газотурбінної установки з утилізацією теплоти: 1 – газотурбінний двигун; 2 – генератор з системою повітряного охолодження; 3 – апарат повітряного охолодження масла; 4 – вихлопна труба; 5 – трубопроводи циклового повітря і системи повітряного охолодження; 6 – комплексний пристрій очищення повітря; 7 – котел утилізаційний паровий [22].

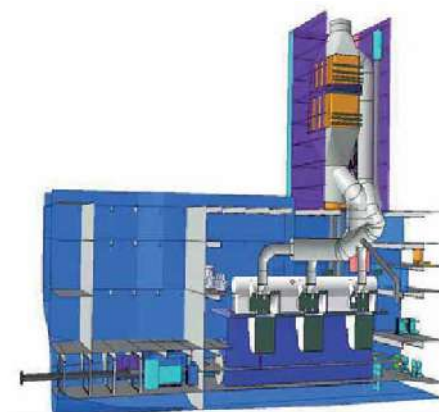
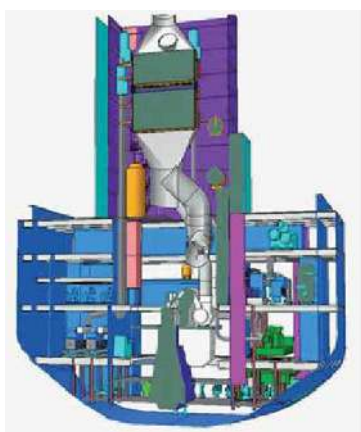


Рисунок 1.8 – Розташування основного обладнання у машинному відділенні контейнеровозу [4].

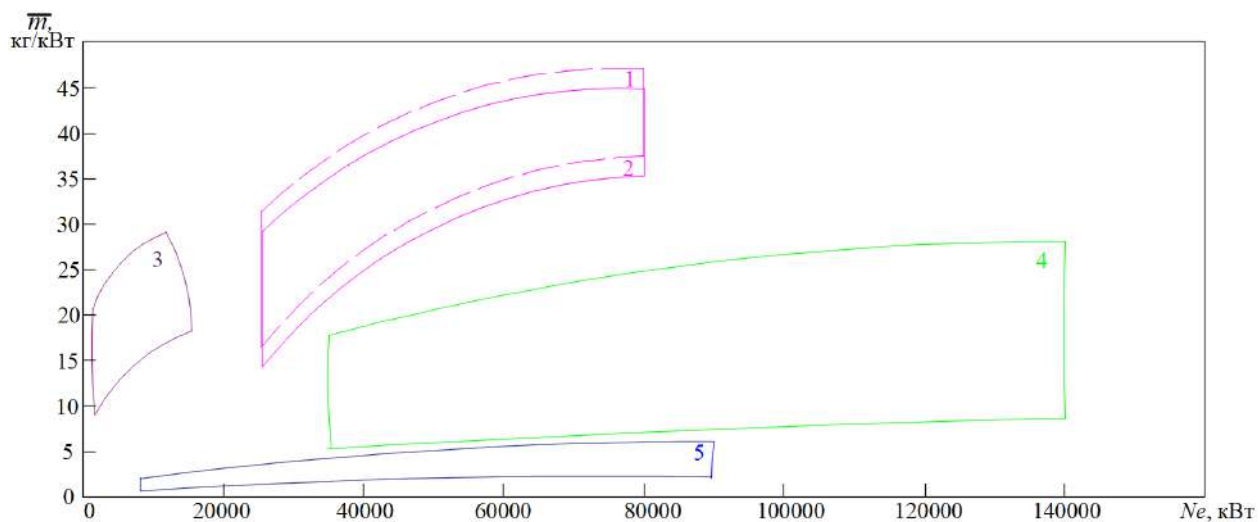


Рисунок 1.10 – Залежність питомої маси енергетичних установок (ЕУ) в залежності від їх потужності : 1 – ЕУ з МОД і УК; 2 – ЕУ з МОД; 3 – ЕУ з СОД; 4 – ГПТУ; 5 – ЕУ з ГТД

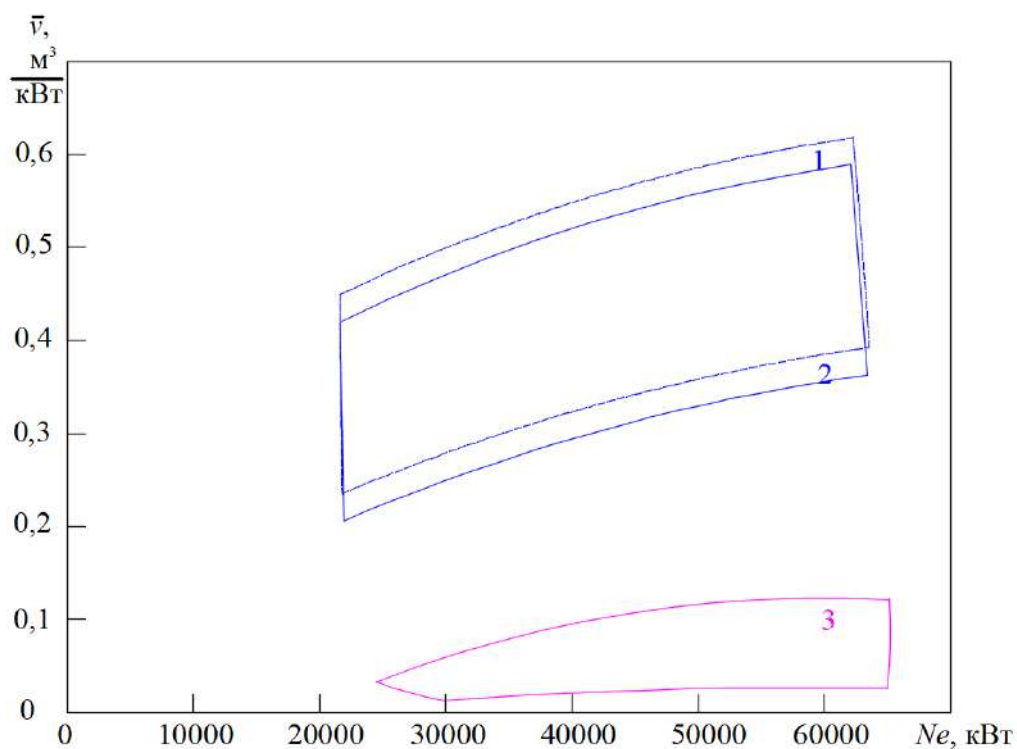


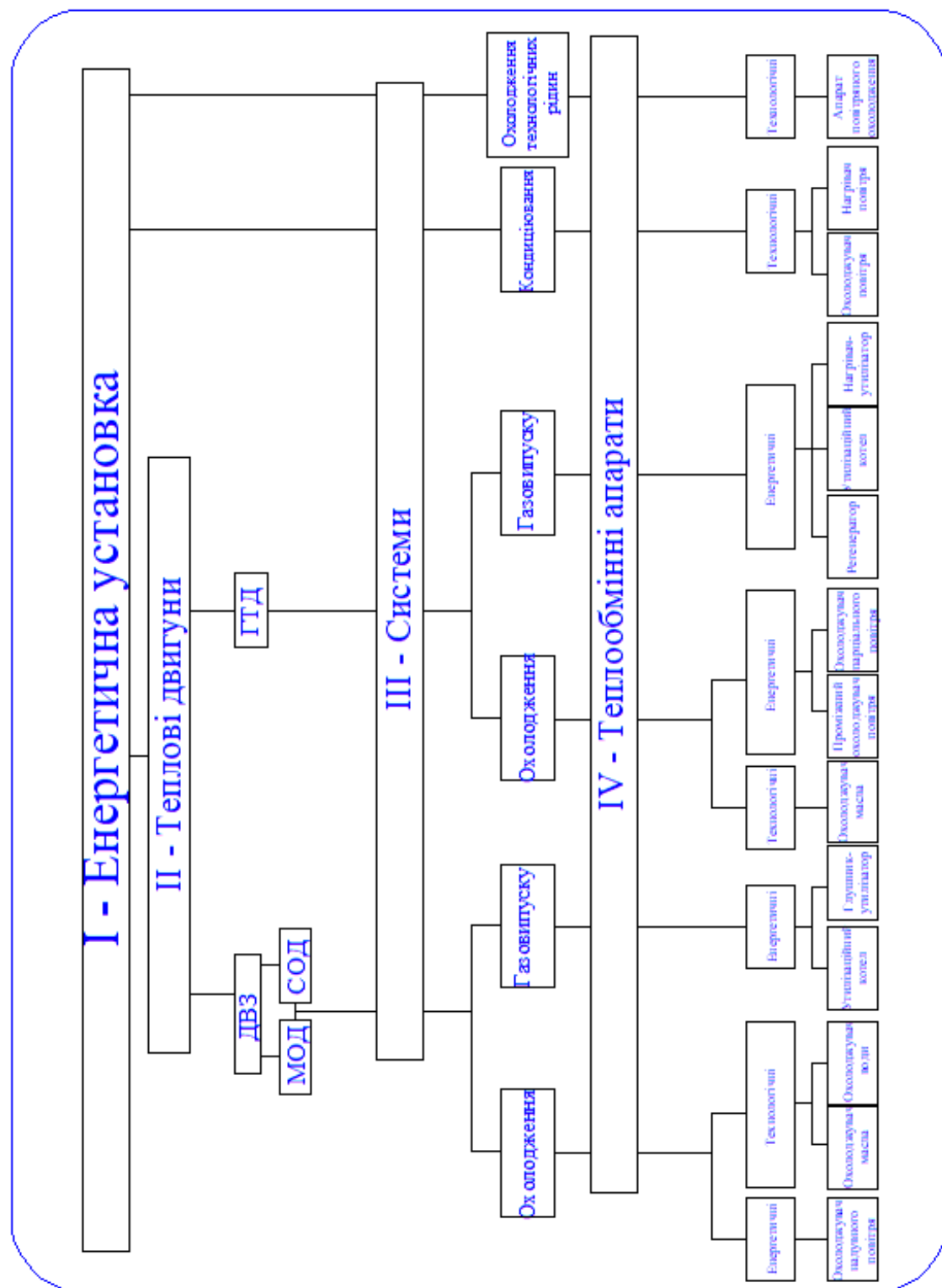
Рисунок 1.11 – Залежність питомого об'єму енергетичних установок в залежності від їх потужності : 1: ЕУ з МОД і УК; 2 – ЕУ з МОД; 3 – ЕУ з ГТД

1.2. Визначення потенціалу ефективності і компактності енергетичних установок в залежності від функціональних властивостей їх теплообмінних апаратів

Теплообмінні апарати енергетичних установок за функціональними властивостями можна поділити на *енергетичні*, які взаємодіють з робочим тілом та за рахунок зниження втрат енергії якого підвищують ефективність енергетичної установки та *технологічні*, що не взаємодіють з робочим тілом і забезпечують її працездатність за рахунок тепловіддачі в навколишнє середовище. До енергетичних теплообмінних апаратів, як елементів енергетичних установок, віднесені: для дизельних – утилізаційні котли та охолоджувачі наддувного повітря двигунів; для газотурбінних – утилізаційні котли, регенератори, проміжні охолоджувачі повітря, охолоджувачі парціального повітря, нагрівачі-утилізатори повітряних турбінних теплоутилізуючих установок, до технологічних – охолоджувачі масла та води. Таке представлення у відповідності до ієрархії рівнів наведено на рис. 1.12, а зв'язок функціональності теплообмінних апаратів з показниками ефективності енергетичних установок – на рис.1.13.

Потенціал ефективності теплових двигунів і енергетичних установок залежить від підвищення початкових параметрів циклу, ступеня проміжного охолодження, регенерації і утилізації теплоти робочого тіла енергетичних установок, потенціал компактності – інтенсивності процесів перенесення теплоти, потенціал ресурсу – зниження температури їх конструктивних елементів, потенціал екологічності – зменшення теплових і шкідливих викидів з відпрацьованим робочим тілом.

Значення цих потенціалів теплових двигунів і енергетичних установок визначаються процесами енергоперетворення і тепло- і масообміну в їх елементах і теплообмінних апаратах.



ПОКАЗНИКИ КОМПЛЕКСНОЇ ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

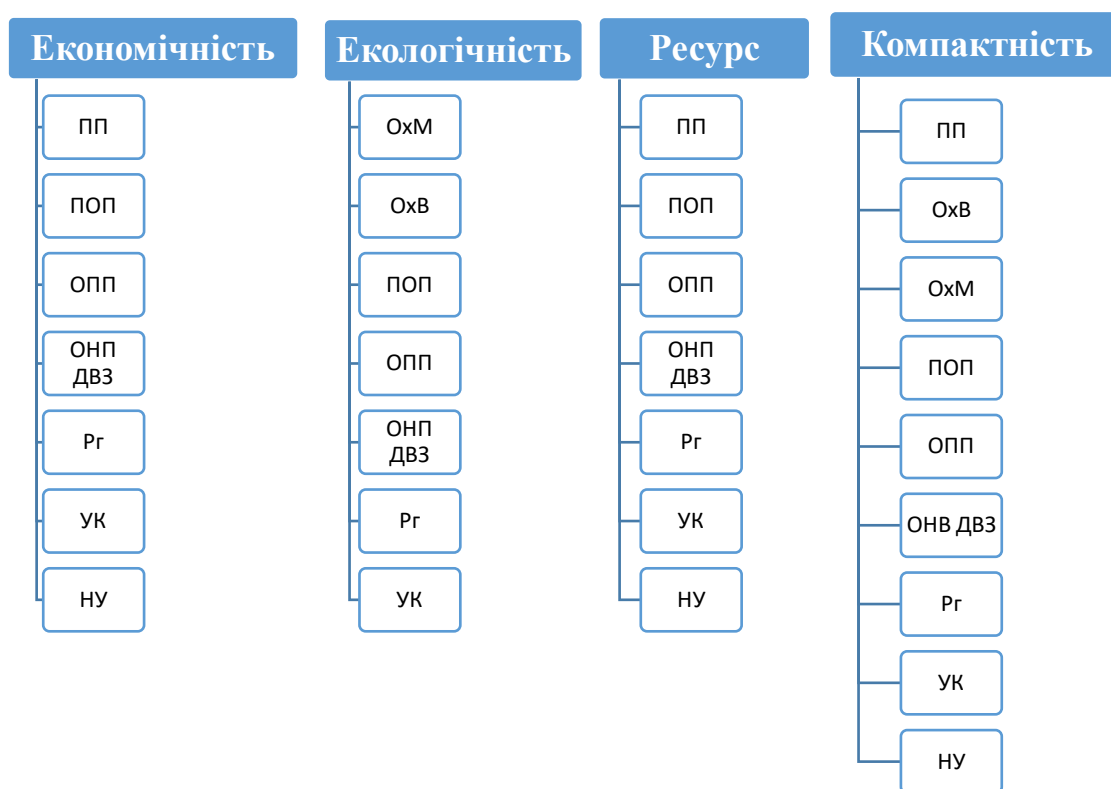


Рисунок 1.13 – Зв'язок функціональності теплообмінних апаратів з показниками ефективності енергетичних установок

Потенціал економічної ефективності дизельних енергетичних установок при охолодженні наддувного повітря. Підвищення густини повітряного заряду в компресорі наддувного повітря з наступним його ефективним охолодженням в охолоджувачі сприяє підвищенню ефективної потужності двигуна, зменшенню питомої витрати палива, а також знижує питомі викиди з відпрацьованими газами. Ступінь підвищення тиску наддувного повітря в сучасних турбокомпресорах суднових дизельних двигунів складає 4...5, що призводить до підвищення його температури до 220...260°C [5].

Температура повітря, що надходить у циліндри двигуна, повинна бути у діапазоні 30...40°C, що викликає необхідність його охолодження. Поверхні теплопередачі охолоджувачів наддувного повітря виконані із оребрених труб круглого перерізу, що стримує створення компактних теплообмінних апаратів [23]. Там же експериментально показано, що зниження температури в охолоджувачі наддувного повітря на 10°C сприяє зниженню питомої витрати палива на 2 г/(кВт×год).

Проведена оцінка ефективності сучасних охолоджувачів наддувного повітря згідно даних виробників [5, 24, 25] та даних [26-28] показала, що їх ефективність на перевищує 0,9.

На рис.1.14 представлена оцінка зміни ефективного ККД сучасних малообертових двигунів компанії MAN B&W в залежності від ефективності охолоджувача наддувного повітря. Вихідні дані для розрахунків прийняті у відповідності до [5].

Ефективність охолоджувача наддувного повітря розрахована як

$$\eta_{\text{онв}} = \frac{T_k - T_s}{T_k - T_w}, \quad (1.3)$$

де T_k і T_s – температури повітря до і після ОНП відповідно, К; T_w – температура води на вході в ОНП, К [29]

Отримано, що завдяки вдосконаленню охолоджувачів з $\eta_{\text{онп}}=0,88...0,90$ (сучасний рівень) до 0,96 (перспективний рівень) підвищення ККД двигуна складе до 0,25% абс.

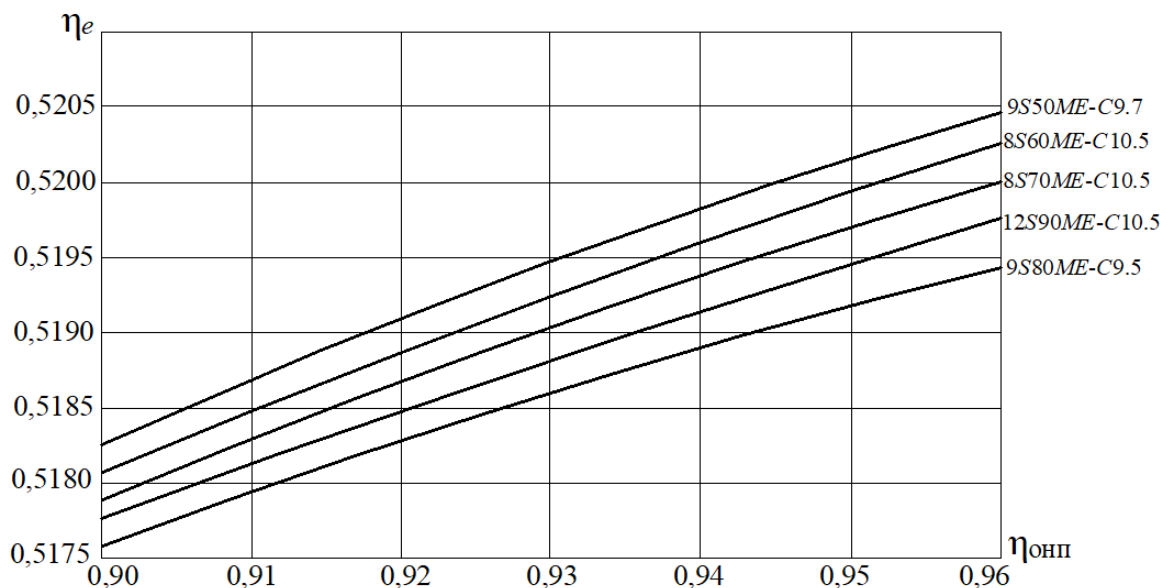


Рисунок 1.14 – Потенціал економічної ефективності малообертових двигунів компанії *MAN B&W* в залежності від ефективності охолоджувача наддувного повітря

Потенціал економічної та масогабаритної ефективності дизельних енергетичних установок з утилізацією теплоти відпрацьованих газів. Сучасні малообертові дизельні двигуни мають значний потенціал ефективності при утилізації теплоти відпрацьованих газів.

На рис.1.15, 1.16 і 1.17 представлено систему утилізації теплоти відпрацьованих газів суднової головної дизельної енергетичної установки, структуру її теплового балансу і оцінку її потенціалу економічної та масогабаритної ефективності в залежності від ефективності утилізаційного котла. В системі використовується утилізаційний котел двох тисків, який працює на парову турбіну, та відбір газів з випускного колектору, який використовується для роботи силової турбіни. Обидві ці турбіни підключені до електрогенератора. В системі також може використовуватись утилізація теплоти відпрацьованих газів судових дизель-генераторів. Використання подібних систем економічно обґрунтовано на судах з потужністю головної енергетичної установки більше 27 МВт, коли ефективність установки підвищується на 5,7% [4].

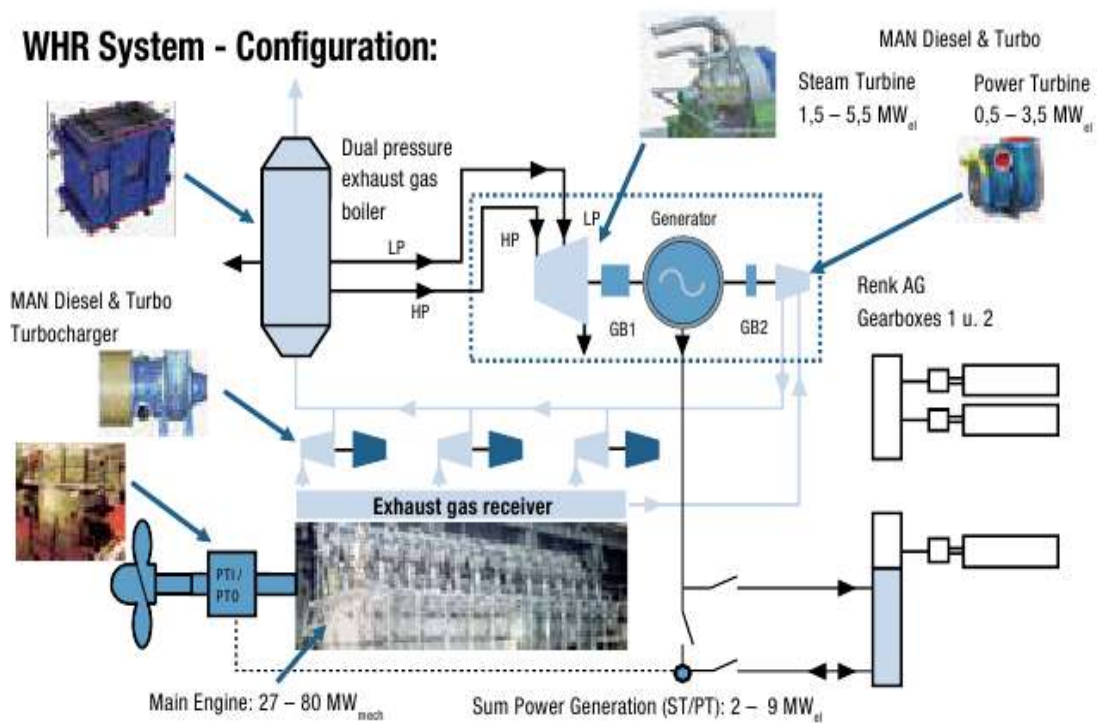


Рисунок 1.15 – Система утилізації теплоти відпрацьованих газів суднової дизельної установки [4]

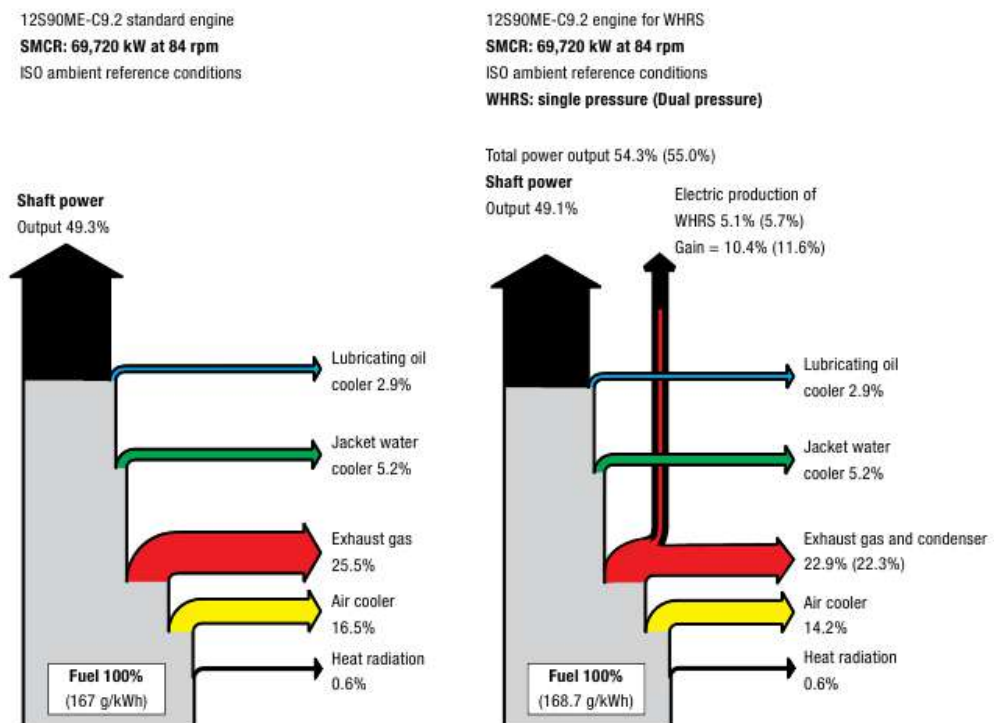


Рисунок 1.16 – Структура теплового балансу дизельної енергетичної установки з головним двигуном 12S90ME-C9.2

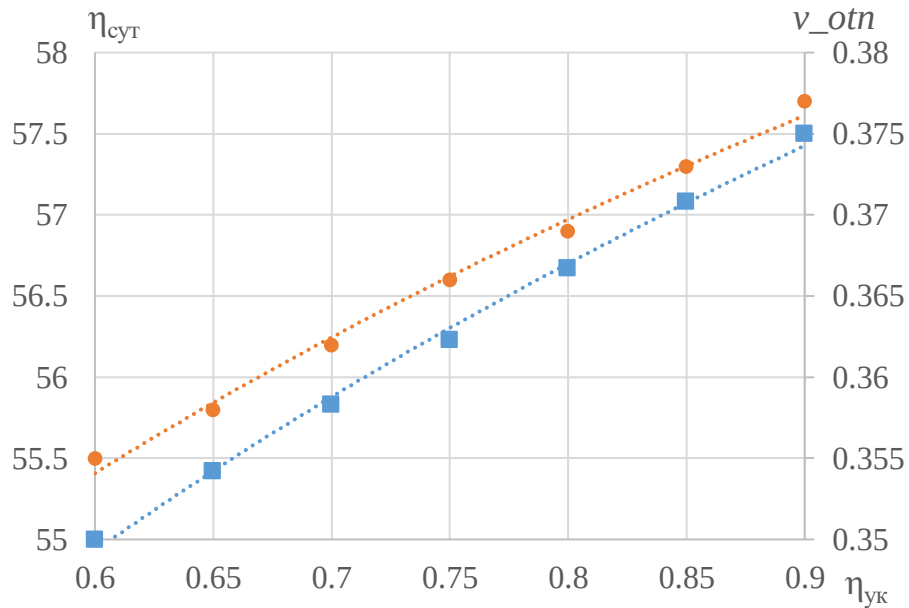


Рисунок 1.17 – Залежність потенціалу економічної та масогабаритної ефективності дизельної енергетичної установки з утилізацією теплоти відпрацьованих газів: ● – $\eta_{сут}$; ■ – $v_{отн}$

Отримано, що при підвищенні ефективності котла до 0,9 приріст ККД установки складе 7,5%. При цьому, підвищення ефективності з 5 до 7,5% призведе до зростання відносного об'єму (залежність (1.2)) з 0,355 до 0,377, тобто зростання ККД на 2,5% погіршить відносний об'єм на 5,8%. Оцінка зміни цих показників для установки представлена на рис. 1.18

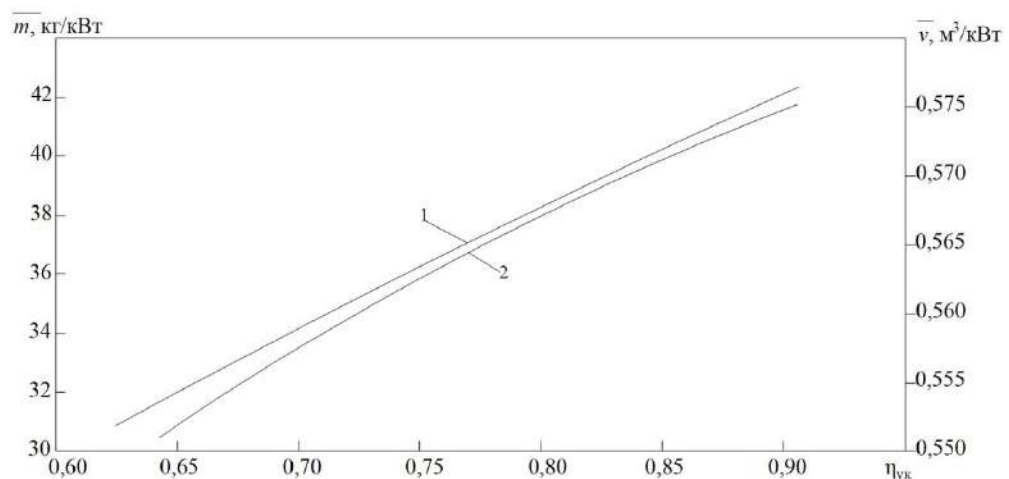


Рисунок 1.18 – Зміна показників компактності дизельної установки з двигуном 12S90ME-C9.2 : 1 – $\bar{m}$; 2 – $\bar{v}$

Потенціал економічної ефективності та компактності газотурбінних установок з проміжним охолодженням повітря. Проміжне охолодження повітря у компресорі дозволяє наблизити процес підвищення тиску до ізотермічного.

Охолоджувачі повітря виконуються як теплообмінні апарати газ-рідина. Згідно другого закону термодинаміки, температура охолоджуючої рідини не дозволяє охолодити повітря на всю величину підігріву у першій частині компресора ΔT_{k1} . Тому, при недоохолодженні Δ_{ox} температура перед другою частиною буде $T_{зв} + \Delta_{ox}$.

На рис.1.19 наведено потенціал ефективності газотурбінної установки потужністю 26700 кВт [30, 31] при використанні проміжного охолодження повітря.

Сумарний ступінь підвищення тиску прийнятий $\pi_{k\Sigma}=21,5$, ступені підвищення тиску по частинах компресора $\pi_{k1} = \pi_{k2} = \sqrt{\pi_{k\Sigma}}$, розрахунок проведений згідно [32, 33].

Отримано, що завдяки застосуванню проміжного охолодження підвищення ККД установки може досягти 6,5% абсолютних при недоохолодженні $\Delta_{ox}=10^{\circ}\text{C}$.

Якщо в якості показника компактності прийняти відношення площин теплопередавальних поверхонь при різних ступенях недоохолодження, то підвищення цього показника при зміні Δ_{ox} зі 150°C до 10°C становить майже три рази (рис.1.19).

Потенціал економічної та масової ефективності газотурбінних установок з регенерацією теплоти відпрацьованих газів. Регенерація теплоти відпрацьованих газів використовується для підігріву повітря перед камерою згоряння, зменшуючи тим самим витрату палива

На рис.1.20 наведено потенціал ефективності газопаротурбінної установки потужністю 10 МВт в залежності від ступеня регенерації теплоти у циклі σ . ККД «базового» двигуна складає 36%. Параметри двигуна (температура і витрата відпрацьованих газів, питома витрата палива) прийняті по даним [34].

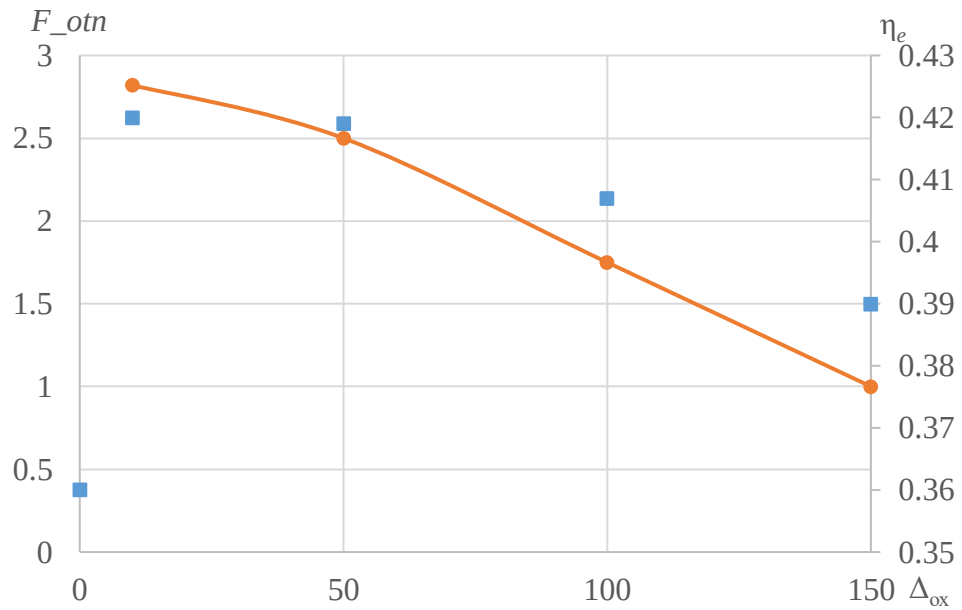


Рисунок 1.19 – Потенціал економічної ефективності та компактності газотурбінних установок з проміжним охолодженням повітря: ■ – ефективний ККД η_e ; ● – відносна площа F_{otn} .

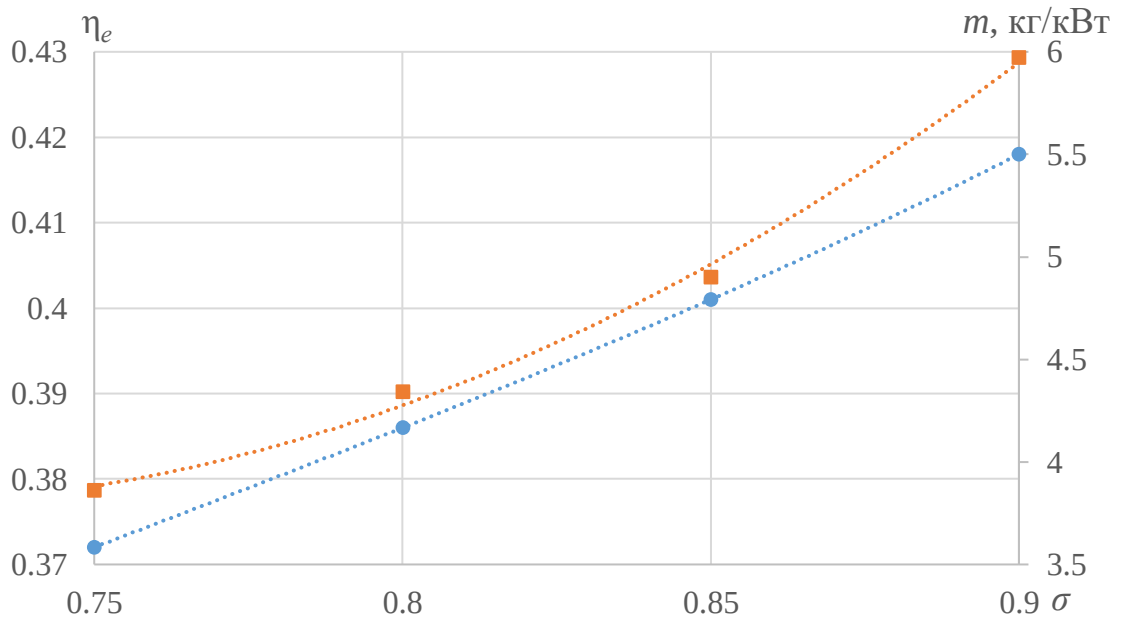


Рисунок 1.20 – Потенціал економічної та масової ефективності газотурбінної установки з регенерацією теплоти: ■ – $\bar{m}$; ● – η_e

Отримано, що завдяки регенерації теплоти підвищення ККД складає 1,2...5,8% в залежності від ступеня регенерації. При цьому, підвищення питомої маси регенератора складе майже 35%, що одночасно призведе до такого ж підвищення цього показника усієї установки.

Потенціал економічної та габаритної ефективності газопаротурбінних установок з утилізацією теплоти відпрацьованих газів. Утилізація теплоти відпрацьованих газів вважається одним з ефективних способів підвищення економічності газотурбінних установок. Це обумовлено порівняно високим температурним рівнем відпрацьованих газів у 350...550°C та витратами газів, які, наприклад для діапазону потужностей $N_e=6\ldots60$ МВт складають 30...175 кг/с [1-3, 30].

Для утилізації використовуються утилізаційні котли, які можуть працювати на воді або низьокіплячому робочому тілі. Отримана теплова енергія може використовуватись безпосередньо, або для вироблення додаткової механічної енергії. Крім того, значно знижуються теплові викиди в навколишнє середовище.

На рис.1.21 представлена оцінка потенціалу ефективності використання утилізації теплоти відпрацьованих газів газотурбінного двигуна потужністю 24940 кВт [30, 31], ККД якого у простому циклі складає 36%, в залежності від коефіцієнта використання теплоти в утилізаційному котлі $\eta_{ук}$.

Отримано, що завдяки утилізації теплоти відпрацьованих газів підвищення ККД установки η_e складе майже 6,5% абсолютних. Але при цьому, відносний об'єм котла $\bar{v}$, розрахований як $\bar{v} = V/Q$, де V – об'єм котла, м³, Q – теплова потужність котла, кВт, зросте майже на 28% (рис. 1.22).

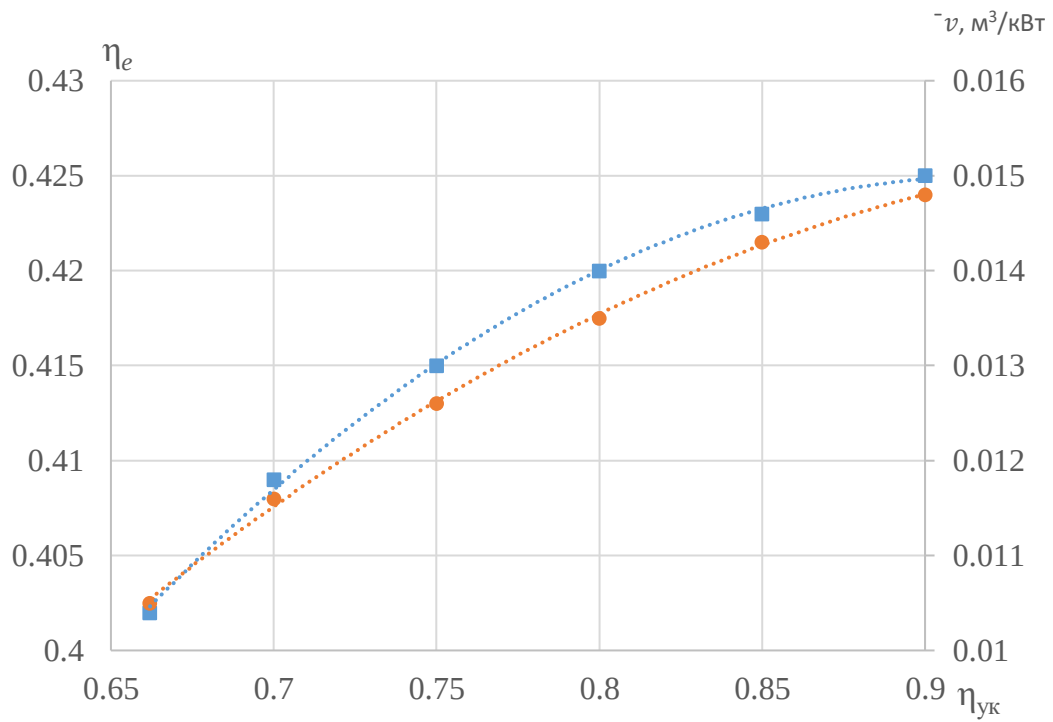


Рисунок 1.21 – Потенціал економічної та габаритної ефективності газопаротурбінних установок з утилізацією теплоти відпрацьованих газів: ■ – η_e ; ● – $\bar{\nu}_{otn}$.

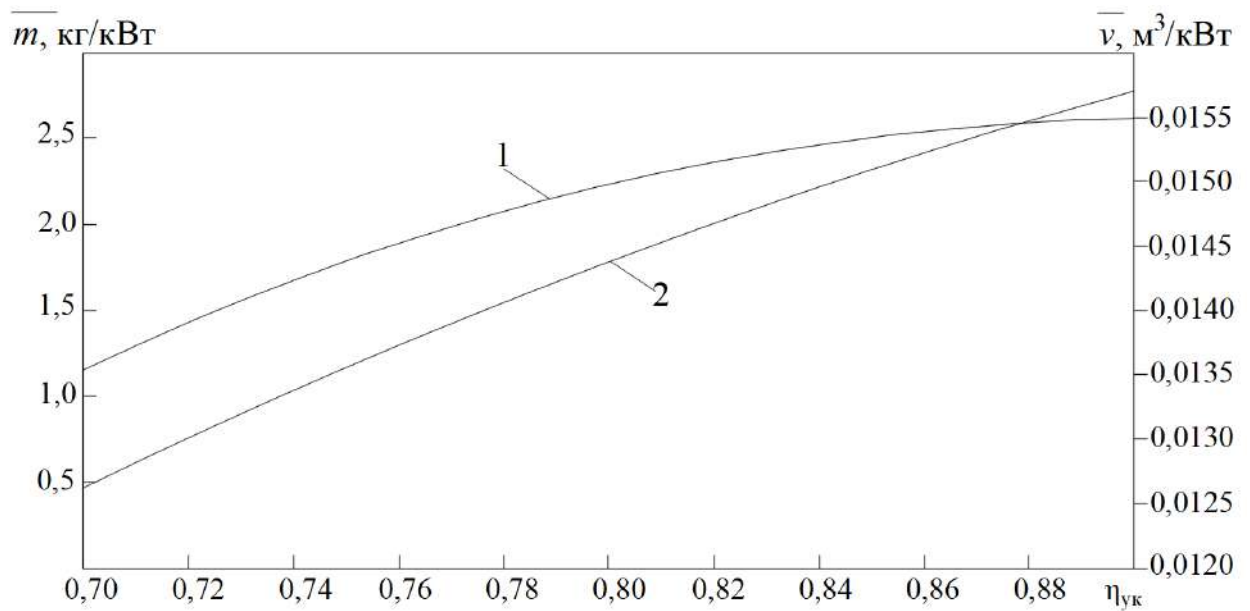


Рисунок 1.22 – Залежність масогабаритних показників компактності газотурбінної установки з утилізацією теплоти відпрацьованих газів: 1 – $\bar{\nu}$; 2 – $\bar{m}$

Утилізація та регенерація теплоти в дизельних та газотурбінних енергетичних установках призведе до зниження температури відпрацьованих газів та зменшення витрати палива установкою. Це призведе до зниження теплових викидів з відпрацьованими газами та викидів шкідливих речовин. Їх кількість залежить від потужності та режимів роботи установки.

Зниження теплових викидів оцінено коефіцієнтом ефективності теплових викидів теплового двигуна [35]

$$\theta = \frac{(1 - \eta_e)}{\eta_e}, \quad (1.4)$$

де η_e – його ефективний ККД.

Якщо прийняти сучасний рівень ККД у межах від 0,36 (ГТД простого циклу) до 0,62 (перспективні ГТУ складних циклів та ДВЗ), то зміна коефіцієнта ефективності теплових викидів представлена на рис.1.23.

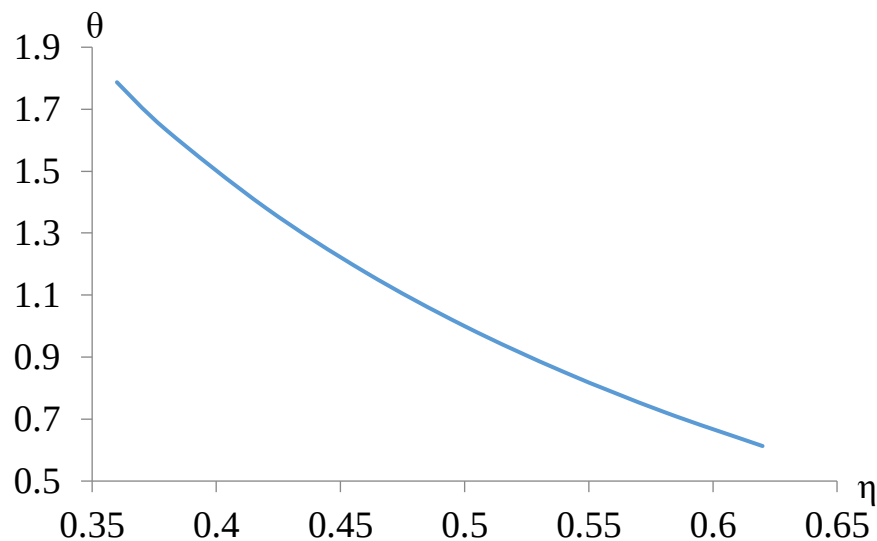


Рисунок 1.23 – Зміна коефіцієнту ефективності теплових викидів

Як видно з приведенного графіку, підвищення ККД теплових двигунів на 10%, наприклад з 0,36 до 0,46 призводить до зниження теплових викидів майже на 35% – з 1,79 до 1,15.

Згідно даних [15], валовий викид i -ї речовини за рік W_{ei} , т/рік, енергетичною установкою, обчислюється на залежність

$$W_{ei} = \frac{q_{ei} G_{\Pi}}{1000},$$

де q_{ei} – питомий викид i -ї шкідливої речовини, який приходить на 1 кг палива, при роботі установки з урахуванням сукупності режимів, що складають експлуатаційний цикл; G_{Π} – витрата палива за рік.

Згідно даних [4], глибока утилізація теплоти на контейнеровозах місткістю 14000 TEU та потужністю головного двигуна 57,8 МВт призводить до зниження емісії двигуна на: CO_2 – 11260 тон, NO_x – 319 тон, SO_x – 214 тон на рік.

Згідно даних [36], економія 1000 м³ природного газу зменшує викиди оксидів азоту на 2,5 кг, оксиду вуглецю на 8 кг.

1.3. Вплив рівня інтенсивності процесів конвективного теплообміну на характеристики ефективності і компактності теплообмінних апаратів енергетичних установок

Кількість теплоти, яка передається через стінку рекуперативного теплообмінного апарату визначається залежністю [37]

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1.5)$$

де $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ – коефіцієнт теплопередачі крізь плоску і циліндричну (при

$\frac{d_3}{d_{\text{вн}}} \leq 1,8$) стінки, α – коефіцієнти тепловіддачі з гарячої (індекс 1) і холодної (індекс 2) сторін; δ і λ – товщина, м, та коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К), стінки, що розділяє; F – площа поверхні теплопередачі, м²; Δt – температурний напір, °С.

Для характеристики ефективності процесів перенесення теплоти в теплообмінних апаратах запропоновано ряд показників [37–41]:

– ефективність (ККД) теплообмінника

$$\eta_{\text{то}} = \frac{W_r(t_{r1} - t_{r2})}{W_{\min}(t_{r1} - t_{x1})} = \frac{W_x(t_{x1} - t_{x2})}{W_{\min}(t_{r1} - t_{x1})}, \quad (1.6)$$

де $W_{\min}$ – менша з величин водяних еквівалентів гарячого і холодного теплоносіїв W_r і W_x ; t_r і t_x – температури теплоносіїв, °С;

– число одиниць перенесення теплоти

$$NTU = \frac{k_{\text{сп}} \cdot F}{W_{\min}} = \frac{1}{W_{\min}} \int_0^F k dF, \quad (1.7)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); F – площа поверхні теплопередачі, м²;

– енергетичний коефіцієнт М.В. Кирпичова

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (1.8)$$

де Q – кількість теплоти, відданої поверхнею, Вт; N – потужність, витрачена на перекачування теплоносія відносно поверхні, Вт.

Під інтенсифікацією процесів перенесення теплоти розуміють збільшення її кількості, яка визначається рівнянням (1.5) або підвищення значень коефіцієнтів (1.6)-(1.8). Як результат інтенсифікації процесів теплопередачі, у відповідності до рівняння (1.5), приймається або збільшення кількості теплоти, що передається крізь стінку, або зменшення, при заданій тепловій потужності і температурному напорі, площі поверхні. В останньому випадку, враховуючи, що коефіцієнт k залежить від багатьох характеристик – форми, площі, товщини, матеріалу, доречно розглядати добуток $k \cdot F$.

Для характеристики процесів інтенсифікації перенесення теплоти запропоновано:

– критерій теплогідравлічної ефективності поверхні теплообміну [42]

$$I = \frac{\alpha}{\alpha_0},$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі для поверхні з інтенсифікацією та гладкої (індекс 0) поверхні, Вт/(м²·К);

– коефіцієнт теплогідрравлічної ефективності [43]

$$TP = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{0,33}},$$

де Nu – число Нусельта; f – коефіцієнт гідродинамічного опору. Кожен з показників визначається для однакової витрати теплоносія в каналі;

– фактор аналогії Рейнольдса FAR [43, 44], який може бути представлений у вигляді функції

$$FAR = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)} \quad (1.9)$$

Цей коефіцієнт може бути як більшим, так і меншим за одиницю. В останньому випадку це означає неможливість покращення теплогідрравлічних характеристик за рахунок даного методу при незмінних значеннях швидкості потоку і діаметру каналу. Результати порівняння для різних способів інтенсифікації представлені у вигляді дискретних значень для окремих способів інтенсифікації (рис.1.24-1.26).

У відповідності до рекомендацій [45, 46] значення базових величин у показнику фактору аналогії Рейнольдса FAR можуть бути визначені як

$$Nu_0 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (1.10)$$

$$f_0 = 0,079 Re^{-0,25}.$$

Коефіцієнт опору шорсткого каналу у відповідності до [46] рекомендовано визначати як

$$f = \frac{8}{k^2}, \quad (1.11)$$

де

$$\overline{k} = 2,5 \ln \frac{R}{\delta_{ш}} + 4,75, \quad (1.12)$$

а R – внутрішній радіус каналу, $\delta_{ш}$ – висота шорсткості.

З проведеного аналізу можна зробити висновок, що наявні показники призначені для оцінки інтенсифікації лише тепловіддачі при течії теплоносіїв.

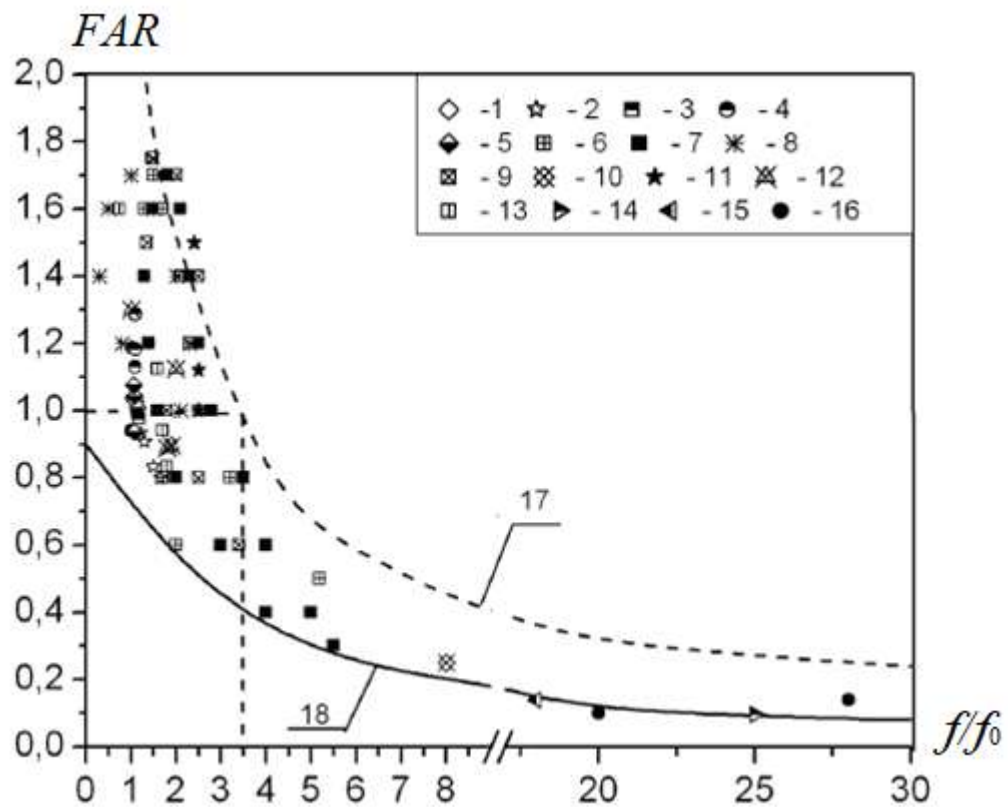


Рисунок 1.24 – Фактор аналогії Рейнольдса для каналів з поверхневими заглибленнями : 1 – дрібні сферичні заглиблення, труба; 2 – глибокі сферичні заглиблення, труба; 3 – сферичні заглиблення, прямокутний канал; 4 – сферичні заглиблення, труба; 5 – сферичні заглиблення, прямокутний канал, повітря; 6 – сферичні заглиблення на обох боках каналу; 7 – сферичні заглиблення на однієї стороні каналу; 8 – дворядні системи заглиблень ($L/D=2,12$); 9 – дворядні системи заглиблень ($L/D=4,12$); 10 – циліндричні заглиблення на трубі; 11 – сферичні заглиблення на обох поверхнях каналу ($\gamma=67\%$); 12 – сферичні заглиблення на обох поверхнях каналу ($\gamma=55\%$); 13 – сферичні заглиблення на обох поверхнях каналу ($\gamma=40\%$); 14 – овально-сферичні заглиблення на обох поверхнях каналу ($\gamma=73\%$); 15 – овально-сферичні заглиблення на обох поверхнях каналу ($\gamma=65\%$); 16 – овально-сферичні заглиблення на обох поверхнях каналу ($\gamma=60\%$); 17 – поверхня зі сферичними заглибленнями при малих числах Рейнольдса; 18 – оребрена поверхня при великих числах Рейнольдса.

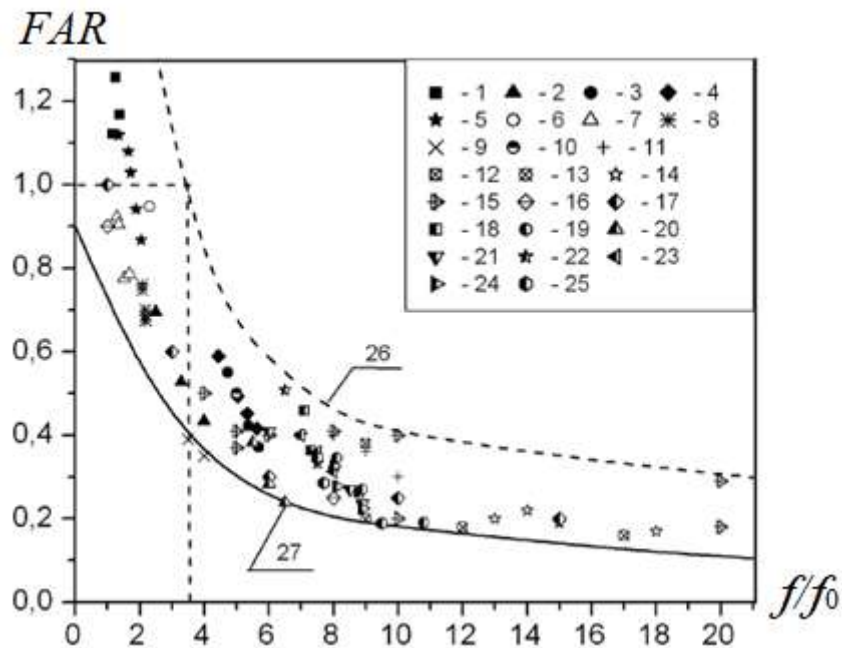


Рисунок 1.25 – Фактор аналогії Рейнольдса для інтенсифікаторів теплообміну, що виступають у потік: 1- кільцеві поперечні виступи, труба; 2 – спіральні виступи, труба; 3 – виступи скошені, нерозрізні, квадратний канал; 4 – виступи скошені, розрізні, квадратний канал; 5 – сферичні виступи, прямокутний канал; 6 – сферичні виступи і заглиблення, труба; 7 – дрібні сферичні виступи, труба; 8 – сферичні виступи, прямокутний канал; 9 – внутрішні канавки; 10 – сферичні виступи на плоскій поверхні; 11 – 60° сполошні і розрізні ребра; 12 – 90° розрізні ребра; 13 – сферичні виступи-заглиблення, що чергуються; 14 – внутрішні спіральні канавки; 15 – «щільний» контакт виступів з протилежною стінкою; 16 – дротяні спіральні вставки (ДСВ) в круглому каналі; 17 – ДСВ в круглому каналі; 18 – дельтоподібні генератори вихорів (розташовані назустріч потоку); 19 – сполошні V-подібні ребра (60°); 20 – сполошні ребра перпендикулярні потоку (90°); 21 – дельтоподібні генератори вихорів (розташовані впродовж потоку); 22 – V-подібні ребра, розрізні (60°); 23 – 60° розрізні ребра; 24 – 90° розрізні ребра; 25 – сполошні ребра під кутом 60° до потоку; 26 – поверхня зі сферичними заглибленнями при малих числах Рейнольдса; 27 – оребрена поверхня при великих числах Рейнольдса.

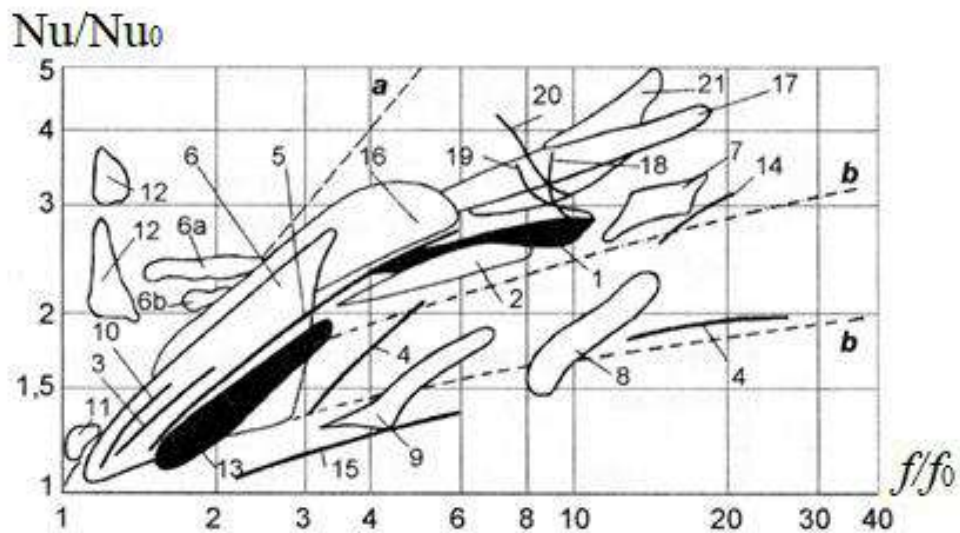


Рисунок 1.19 – Різні методи інтенсифікації теплообміну. – а – лінія аналогії Рейнольдса; b- b – область поверхневої шорсткості; 1 – внутрішнє кільцеве ребрення; 2 – сферичні виступи на плоскій поверхні; 3 – скручені стрічки; 4 – циліндричні штирі; 5 – вихрова матриця; 6 – сферичні заглиблення; 7 – внутрішні спіральні канавки; 8 – сферичні виступи-заглиблення, що чергуються; 9 – внутрішні канавки; 10 – гвинтові труби; 11 – ріблети; 12 – сферичні заглиблення (кипіння); 13 – канали змінного перерізу; 14 – звивисті канали; 15 – криволінійні канали; 16 – овальні скручені труби; 17 – закручена течія в трубі; 18 – 90° розрізні ребра; 19, 20 – 60° суцільні і розрізні ребра; 21 – внутрішнє циклонне охолодження (триканальна циклонна схема).

Інтенсифікацію процесів тепловіддачі можна розглядати при внутрішній течії і зовнішньому обтіканні.

Інтенсифікація тепловіддачі при внутрішній течії.

Одним зі способів інтенсифікації процесів передачі теплоти при внутрішній течії є *закрутка потоку*.

На теперішній час закручені потоки вдало використовуються у елементах газотурбінної техніки для інтенсифікації процесів тепловіддачі [21, 47]. В цих роботах представлені емпіричні залежності для розрахунку тепловіддачі закручених потоків. Але ці результати мають частковий характер і потребують узагальнення.

Аналіз наведених у цих джерелах відомостей показує, що для умов циліндричних каналів елементів енергетичних установок з конструктивної точки зору найбільш придатні аксіально-лопатковий, тангенціальний і шнековий завіхрювачі (рис.1.27). Але останній має порівняно більший гідродинамічний опір [47].

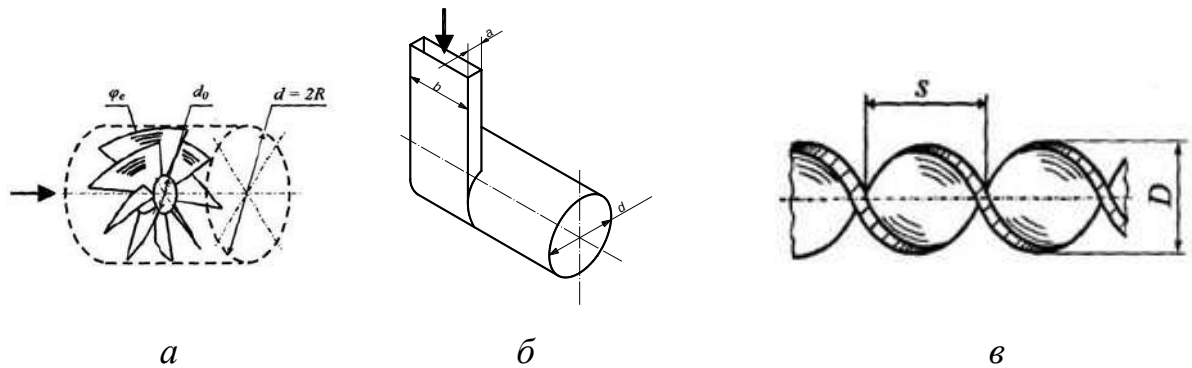


Рисунок 1.27 – Типи завіхрювачів: *а* – аксіально-лопатковий, *б* –тангенціальний, *в* – шнековий

Згідно [21], для розрахунків тепловіддачі в циліндричних каналах с завіхрювачами експериментально отримані наступні залежності:

– з аксіально-лопатковим:

$$Nu_x = 0,0306 Re_x^{0,8} Pr^{0,4} \varepsilon_\varphi, \quad (1.13)$$

де ε_φ – фактор закрутки потоку в трубі довжиною $l/d=12,0$, в якій проводилися дослідження, і який визначався як

$$\varepsilon_\varphi = 1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78}; \quad (1.14)$$

– з тангенціальним і відкритим виходом:

$$Nu_d = Nu_0 \left[1 + 2,65 \exp\left(-\frac{x/d}{13,0}\right) \right], \quad (1.15)$$

де Nu_0 – число Нусельта для гладкого каналу;

– зі шнековим:

$$Nu_x = 0,63 \cdot \Phi_0^{0,58} \left[1 + 0,58 \cdot \exp(-0,084 \bar{x}) \right] Re_d^{0,5}. \quad (1.14)$$

З останнього рівняння виходить, що незважаючи на сильну закрутку потоку, залежність $Nu \sim Re^{0,5}$ вказує на ефект ламінаризації потоку в області великих чисел Рейнольдса.

Аналіз форми представлення наведених рівнянь (1.13), (1.15) і (1.16) свідчить про те, що вони носять локальний характер і отримані для різних визначальних параметрів у безрозмірних критеріях.

Способи досягнення компактності засновані на зниженні масогабаритних показників і зводяться до збільшення площин тепловіддачі в фіксованому об'ємі при дотриманні умов мінімізації сумарних витрат енергії на переміщення теплоносіїв.

В теплообмінних апаратах треба реалізувати необхідну, для забезпечення їх заданих масогабаритних показників, інтенсивність тепловіддачі при помірному рості гідродинамічного опору. Дійсним способом для цього є використання *шорстких поверхонь* [48-50]. Підвищення ефективності тепловіддачі таким способом засновано на використанні форми і розмірів шорсткості, її кроку, відношень площин шорсткої і гладкої поверхонь. Одночасне врахування цих показників при реалізації тепловіддачі з боку шорсткою поверхні утруднено через відсутність знань про визначальний вплив кожного з цих факторів, а також їх взаємний вплив. Це є основним недоліком такої оцінки впливу показників шорсткості на інтенсивність теплообміну.

До теперішнього часу дослідженню гідродинаміки і теплообміну на шорстких поверхнях присвячений ряд робіт [48-50]. У більшій частині ці процеси вивчені стосовно плоских і циліндричних поверхнях. В результаті отримані критеріальні рівняння для визначення коефіцієнтів гідравлічного опору і теплообміну, а комплексний аналіз впливу цих величин на інтенсивність процесів перенесення теплоти здійснюється згідно фактору аналогії Рейнольдса.

В роботі [48] представлений детальний аналіз ефективності дискретно шорстких каналів, отриманих за допомогою накаток, канавок або виступів. Показано, що для розрахунку таких каналів використовують два принципово різних підходи.

Перший підхід базується на наступних припущеннях. Течія біля стінки з дискретними поперечними виступами значно змінюється під впливом виступів у порівнянні з течією на гладкій поверхні. Розміри виступу шорсткості характеризуються висотою h , шорстка поверхня може бути замінена деякою умовною ефективною плоскою поверхнею (від якої відраховується поперечна координата y), вплив виступів на потік розглядається не як локальний, а як осереднений впродовж потоку. Під впливом шорсткості профіль швидкостей біля стінки видозмінюється, проте з дослідів відомо, що на шорсткій стінці залишаються справедливими логарифмічний профіль швидкостей, формула Прандтля для турбулентного тертя, розподіл величини шляху перемішування поперек примежового шару на шорсткій і гладкій стінках однаковий, не змінюється і значення константи χ в профілі швидкостей.

Для інтенсифікації теплообміну шляхом шорсткості практично цікавий режим її повної прояви, коли динамічне число Рейнольдса $(\delta \cdot w_*)/\nu > 70$. В останньому виразі $w_* = \bar{w} \sqrt{\frac{\xi}{8}}$ – динамічна швидкість, що є мірою турбулентних пульсацій, $\bar{w}$ – середня швидкість руху теплоносія в каналі, опір $\xi = \frac{8}{k^2}$, параметр $\bar{k} = \frac{1}{\chi} \ln \frac{R}{\delta} + 4,75$, $\chi=0,4$ – універсальна стала полуемпіричної теорії турбулентності, R –радіус каналу.

При цьому режимі виступи повністю виходять з підшару і основною складовою профільного опору при їх обтіканні є опір форми ($\xi = f(\delta / R)$ та $\xi \neq f(Re)$).

З урахуванням сформульованих припущень, в примежовому шарі на шорсткій поверхні профіль швидкості, як і на гладкій стінці, описується логарифмічною залежністю, яка на основі дослідів при сталому турбулентному режимі течії набуває форму [48]

$$w = 2,5 \ln \frac{R}{h} \left(1 - \frac{r}{R}\right) + 8,5 = 2,5 \ln \frac{R}{\delta} + 4,75 + 2,5 \left(1 - \frac{r}{R}\right) + 3,75, \quad (1.17)$$

а відносний розподіл швидкості по радіусу каналу представлено у вигляді [46, 48]

$$\frac{w_x}{w_x} = 1 + \frac{3,75}{2,5 \ln \frac{R}{\delta} + 4,75} + \frac{2,5 \left(1 - \frac{r}{R}\right)}{2,5 \ln \frac{R}{\delta} + 4,75}. \quad (1.18)$$

Для розрахунку тепловіддачі в трубах з піщаною шорсткістю в режимі повного прояву шорсткості на основі аналогії перенесення теплоти і імпульсу отримані співвідношення [48]

$$G(h^+; Pr) = \frac{(\xi/8 St)^{-1}}{\sqrt{(\xi/8)}} + B \left(\frac{w_* \delta}{\nu} \right), \quad (1.17)$$

$$St = \frac{\xi/8}{(G - B) \sqrt{\xi/8} + 1}$$

де

$$B \left(\frac{w_* \delta}{\nu} \right) = 3,75 + \frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{\varepsilon}} - 2,5 \ln \frac{R}{\delta} \quad (1.18)$$

а $St = Nu/Re \cdot Pr$ – число Стентона; Pr – число Прандтля; $G(h^+; Pr)$ – функція перенесення теплоти на шорсткій стінці, що залежить від висоти і геометрії шорсткості і числа Прандтля; $\delta^* = \delta w_*/\nu$. Для різної шорсткості права частина останнього співвідношення набуває різних значень.

Значна трудомісткість експериментальних досліджень для визначення функції B і G стосовно конкретної геометрії шорсткості обмежують застосування залежностей (1.19) і (1.20) для розрахунку теплообміну та тертя в трубчастих каналах з шорсткими стінками.

Загальний недолік робіт, що використовують усереднений підхід до опису гідродинамічної картини течії біля стінки з дискретними виступами, полягає в тому, що поняття усередненої паралельної течії поблизу стінки не відображає реальної картини течії, при цьому стирається різниця між

турбулентним і в'язким шарами. Обтікання окремого виступу і течія між двома сусідніми виступами не розглядаються; фактична детальна картина течії біля стінки замінюється осередненою умовною [48].

Другий, більш детальний підхід до моделювання течії поблизу шорсткої стінки передбачає необхідність розгляду докладної картини обтікання поодинокого елементу шорсткості і подальшого процесу розвитку течії на шляху до наступного елементу.

Основною моделлю турбулентної течії в дискретно шорсткому каналі є система диференціальних рівнянь конвективного теплообміну.

Трудомісткість аналітичного рішення диференціальних рівнянь турбулентного примежового шару призвела до необхідності розробки інтегральних методів, що забезпечують спрощення розрахунків примежового шару.

За допомогою припущень, пов'язаних з характером розподілу температурного напору і швидкості зовнішнього потоку впродовж стінки, одне з варіантів рішення практично зведене до рівняння подібності для місцевої тепловіддачі на плоскій стінці [48]

$$Nu_x = c \cdot Re_x^n \cdot (w/w_\infty)^n,$$

де w і w_∞ – швидкості відповідно потенційного і потоку, що набігає; $Re_x = w \cdot X / \nu$ – місцеве число Рейнольдса; $Nu_x = \alpha_x \cdot X / \lambda$; для турбулентного примежового шару $c = 0,0255$; $n = 0,8$; X – відстань від начала утворення турбулентного шару. Розповсюдженням моделі течії за виступом на пластині на випадок течії в трубі з поперечними виступами отримана формула для середньої тепловіддачі у трубі

$$Nu / Nu_{\text{гл}} = (l/t)^{0,2}, \quad (1.21)$$

де l – довжина однакових гладкої і шорсткої труб, t – період виступів.

Відмічене, що очевидним недоліком залежності (1.21) є залежності тепловіддачі від висоти виступів у трубі.

У роботі [49] отримано аналітичне рішення для тепловіддачі шорстких поверхонь у вигляді

$$Nu = \frac{0,7 \cdot Re_*}{1,87 \cdot \left(\frac{R}{\delta_{ш}}\right)^{0,315} + \beta \frac{1,25}{1 - \frac{\delta_{ш}}{R}} \left(\frac{1}{1 - \frac{\delta_{ш}}{R}} + \frac{F_{гл}}{F_{ш}}\right)} \cdot \frac{1}{\ln \left[1 + \frac{0,7 \cdot Re_* \left(1 - \frac{\delta_{ш}}{R}\right) \frac{\delta_{ш}}{R}}{5 + 25,2 \left(1 - \frac{\delta_{ш}}{R}\right) \sqrt{\frac{F_{гл}}{F_{ш}}}} \right] + 12,6 \sqrt{\frac{F_{гл}}{F_{ш}}}} \quad (1.22)$$

де R – радіус каналу, мм; $\delta_{ш}$ – висота елементу шорсткості, мм; β – відсоток об’єму впадин в ламінарному підшарі; $F_{гл}/F_{ш}$ – відношення площин гладкої і шорсткої поверхонь.

Для трубчастих рекуперативних теплообмінних апаратів зниження термічного опору всередині каналу істотно залежить від шорсткості поверхні.

Закономірності тепловіддачі в таких теплообмінних апаратах визначаються теплофізичними властивостями і характером руху теплоносія, геометричними показниками, формою і розміром шорсткості поверхні каналів. Існуючі теоретичні рішення задачі про тепловіддачі в шорстких трубах отримані при додаткових припущеннях, які не враховують вплив на перепад температур розподілу швидкостей в турбулентному ядрі потоку та залежність товщини в’язкого підшару від режиму течії.

Наведені результати експериментальних досліджень представлені дослідженнями тепловіддачі в трубах зі штучною шорсткістю у вигляді накаток, лунок, виступів [48-52]. Обмеженістю застосування таких результатів можна вважати наявність в наведених залежностях параметрів геометричного розташування шорсткості, наприклад, $F_{гл}/F_{ш}$ (залежність (1.20)) або s/d , де s – крок розташування елементів шорсткості, d – діаметр труби [51]. Зміну цих параметрів складно визначити в процесі експлуатації теплообмінної поверхні.

Таким чином, проведений аналіз показав, що інтенсифікація тепловіддачі на шорстких поверхнях заснована на комплексному аналізі

впливу геометричних показників шорсткості і теплофізичних властивостей теплоносіїв на ефективність. У той же час, результати цих досліджень обмежені дослідженими теплоносіями, а також відносними ($\delta_{ш}/R$) висотами шорсткості.

Інтенсифікація тепловіддачі при зовнішньому обтіканні поверхонь шляхом використання гладких еліптичних труб

У відповідності до залежності (1.9), покращення теплогідравлічних характеристик поверхонь теплопередачі можна досягти шляхом зниження гідродинамічного опору, який складається з суми опору форми та опору тертя.

Цього зниження можна досягти шляхом використання в якості поверхонь теплообміну тіл, що «добре» обтікаються [45, 46, 53-56].

В таких тілах зміщення точки відриву по потоку дозволяє значно знизити опір поверхні (рис.1.28) [55]

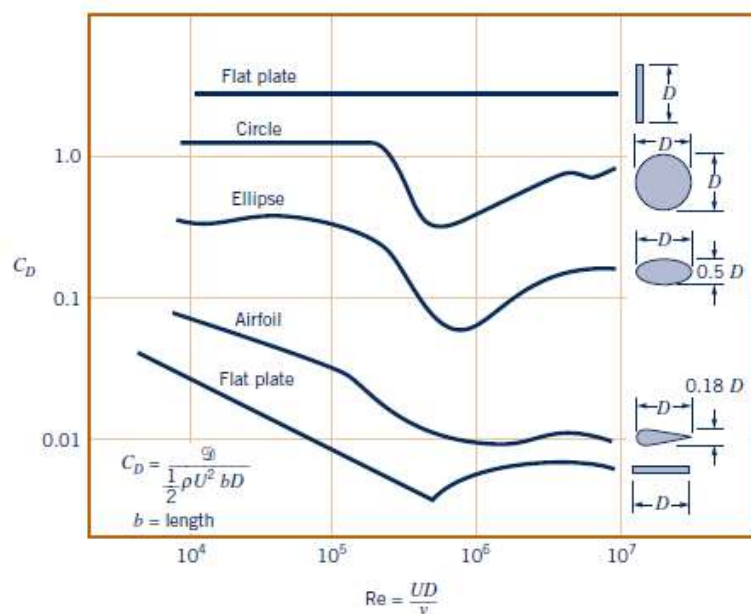


Рисунок 1.28 – Залежність коефіцієнту повного опору C_D поверхонь різного поперечного перерізу від числа Рейнольдса Re

Співвідношення складових коефіцієнту повного опору – тиску (C_p) та тертя (C_f) наведені на рис. 1.29 [56].

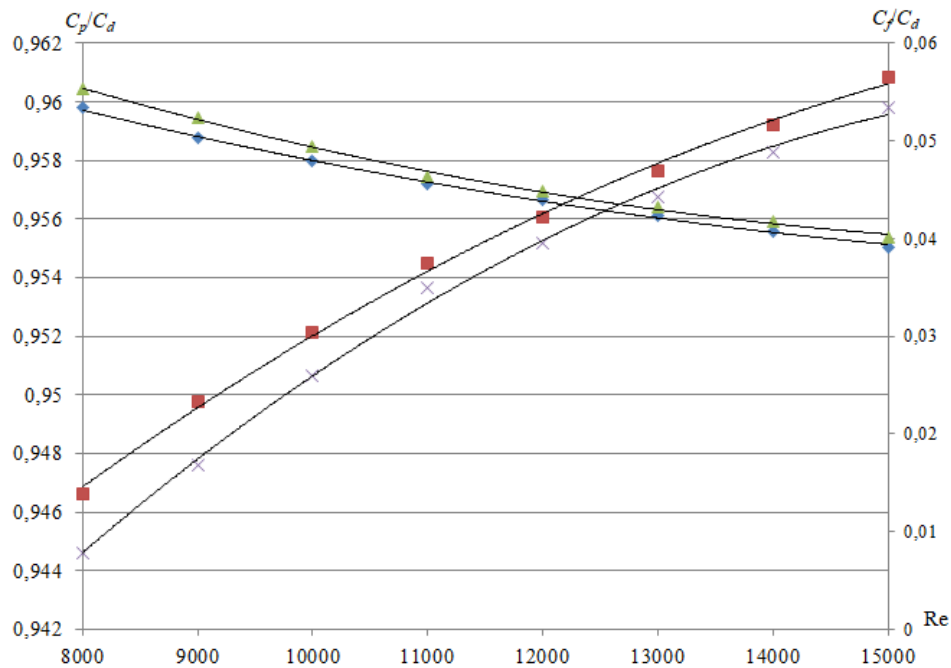


Рисунок 1.29 – Співвідношення складових коефіцієнту повного опору – тиску (C_p/C_d) та тертя (C_f/C_d) поодинокій труби в залежності від числа Re при однаковому еквівалентному діаметрі поверхні: ■ – круг (C_p/C_d); × – еліпс (C_p/C_d ; $a/b=2$); ♦ – круг (C_f/C_d); ▲ – еліпс (C_f/C_d ; $a/b=2$)

Аналіз отриманих залежностей показує наступне. Згідно аналогії Рейнольдса, коефіцієнт тертя пропорційний коефіцієнту тепловіддачі. В той же час, коефіцієнт тертя зменшується менше ніж загальний коефіцієнт опору, що в результаті призведе до того, що відношення коефіцієнту тепловіддачі до загального коефіцієнта опору буде зростати. Таким чином, згідно рівняння (1.9) загальна теплогідравлічна ефективність поверхні теплопередачі буде підвищуватись.

Згідно [45], місцеве значення числа Nu , яке складене для довжини l при вимушеному конвективному русі дорівнює

$$Nu = \frac{q(x)}{T_w - T_\infty} \cdot \frac{l}{\lambda} = 2 \cdot \frac{l}{\delta_T}, \quad (1.23)$$

де δ_T – товщина теплового примежового шару, м.

Це рівняння отримане за умови, що профіль температури і профіль швидкості співпадають, що можливо при числі Прандтля $Pr=1$. При цьому

товщина теплового примежового шару δ_t буде дорівнювати товщині гідродинамічного δ .

При цих умовах, вдосконалення теплопередачі можна оцінити виразом

$$\frac{Nu_{\text{вд}}}{Nu_{\text{баз}}} = \frac{l_{\text{вд}}/\delta_{\text{вд}}}{l_{\text{баз}}/\delta_{\text{баз}}}, \quad (1.24)$$

де l – довжина поверхні обтікання, м; δ – товщина гідродинамічного примежового шару, м; індекс „баз” означає параметри для базової поверхні, „вд” – для поверхні з вдосконаленням теплопередачі.

Для забезпечення вдосконалення теплопередачі необхідно, щоб рівняння (1.24) було більше за 1. Це можливо за умови або підвищення довжини поверхні обтікання l , або зниження товщини гідродинамічного примежового шару δ .

Для обґрунтування напрямків вдосконалення розглянуто обтікання трубчастих поверхонь. В якості базової поверхні прийнята трубчаста поверхня з круглим перерізом, як найбільш розповсюджена на теперішній час.

Для забезпечення рівності витрат теплоносія прийнята умова рівності еквівалентних діаметрів для базової та вдосконаленої поверхонь. Еліптична поверхня прийнята як варіант вдосконаленої поверхні з більшою довжиною l .

Порівняльна оцінка ефективності використання виконана для поверхонь круглого та еліптичного перерізів, а також аналізу впливу товщини гідродинамічного примежового шару на підвищення теплопередачі прийняті параметри газового потоку та конструктивні параметри, що характерні для теплообмінних апаратів енергетичних установок [5, 10, 30]:

Товщина гідродинамічного примежового шару розрахована як [45]:

$$\frac{\delta_1}{\delta} = \frac{3}{10} - \frac{\Lambda}{120},$$

де δ_1 – товщина виштовхування, Λ – формпараметр, який залежить від форми тіла.

Розрахунок гідродинамічного примежового шару виконаний наближеним методом Польгаузена, значення безрозмірної товщини виштовхування δ_1 та формпараметра Λ прийняті за даними [45]. Результати розрахунку представлені на рис.1.29 та 1.30. Аналіз результатів показує наступне. Незважаючи на більш стрімке зростання товщини гідродинамічного примежового шару на еліптичній поверхні, на ній більш швидко зростає і відношення l/δ . Це спостерігається до кута $\varphi=81^\circ$, в якому швидкість прагне до максимуму та починається руйнування примежового шару. Починаючи з $\varphi=99^\circ$ до $\varphi=108^\circ$ інтенсивність теплообміну знов зростає, що обумовлено ще наявністю гідродинамічного примежового шару на еліптичній поверхні та перехідним режимом течії на круглій.

Якщо розрахувати середню по довжині окружності зміну тепловіддачі як

$$\left(\frac{Nu_{\text{вд}}}{Nu_{\text{баз}}} \right)_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{Nu_{\text{вд}}}{Nu_{\text{баз}}}}{n},$$

де n – кількість точок на поверхні, які розглядаються з визначеним кроком, у випадку, що розглядається $n=12$, то для умов що розглядаються

$$\left(\frac{Nu_{\text{вд}}}{Nu_{\text{баз}}} \right)_{\text{ср}} = 1,145.$$

Вище наведені данні отримані для поодиноких труб.

Аналіз сучасного стану по тепловіддачі в пучках еліптичних труб показує наступне.

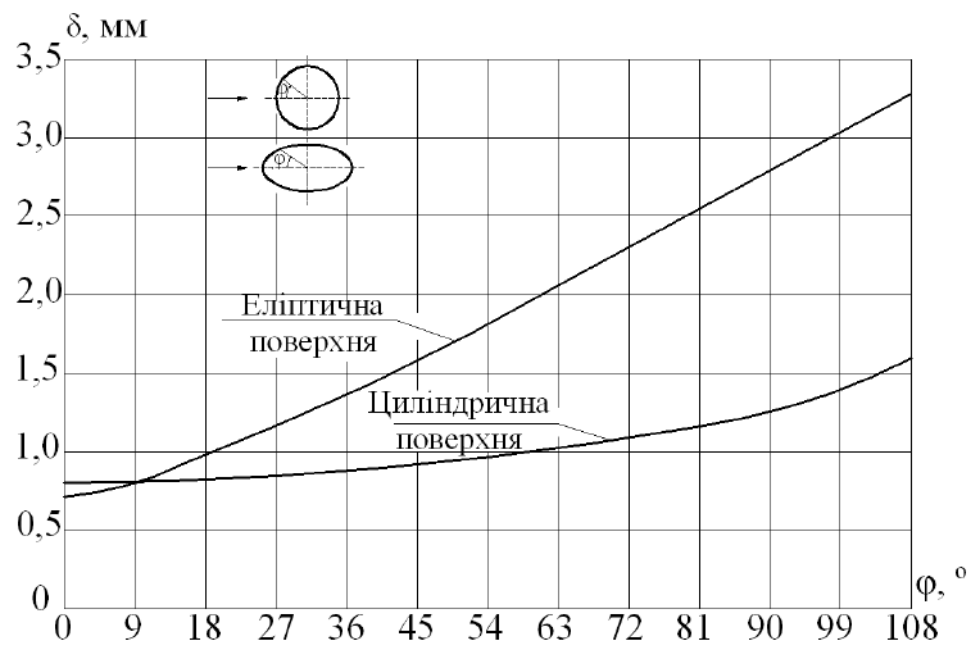


Рисунок 1.30 – Залежність товщини гідродинамічного примежового шару від кута ϕ

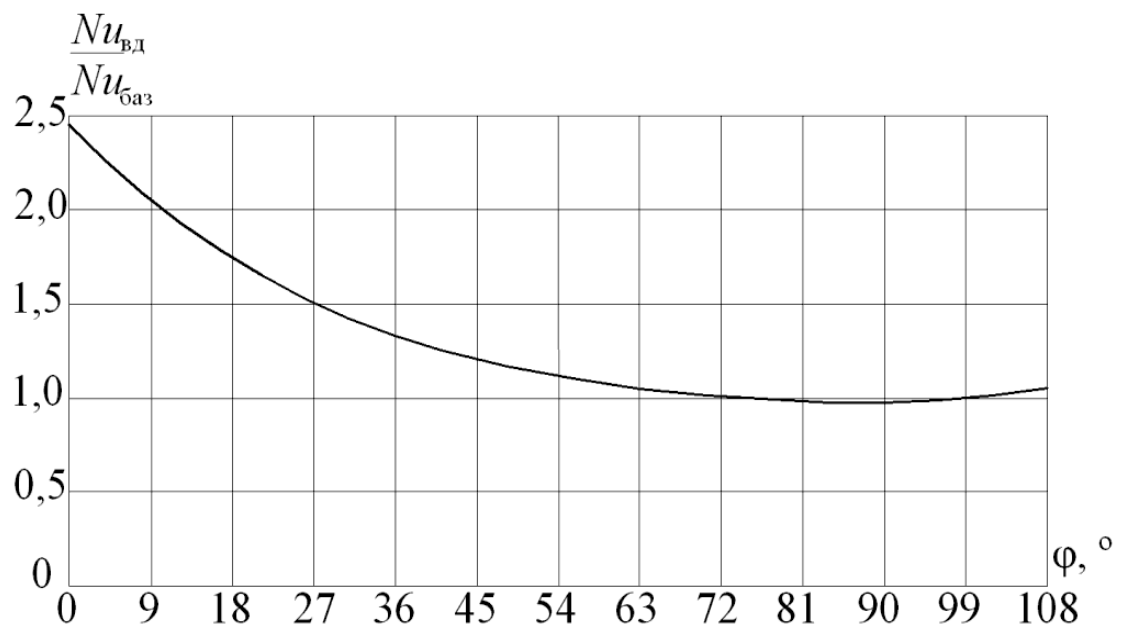


Рисунок 1.31 – Залежність ефективності тепловіддачі від кута ϕ

В роботі [57] узагальнені результати досліджень пучка еліптичних труб зі співвідношеннями відносного поперечного кроку в пучку $s_1/d=1,57$ і поздовжнього $s_2/d=3,14$. Для розрахунку тепловіддачі рекомендована залежність

$$Nu = 0,118 \cdot Re^{0,67}.$$

В роботі [58] наведені експериментальні данні досліджень тепловіддачі при обтіканні поодинокого еліптичного циліндру в залежності від початкового ступеня турбулентності.

В роботі [59] наведено узагальнення результатів по тепловіддачі поодиноких еліптичних труб та їх пакетів. Для розрахунку тепловіддачі при обтіканні поодинокі труби запропонована залежність

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,612},$$

а для пучка труб зі співвідношенням відносного поздовжнього кроку $s_1/d=2,5$ і поперечного $s_2/d=1,5$ залежність

$$Nu = 1,25 \cdot Re^{0,45}.$$

Сучасні публікації закордонних авторів відображають результати експериментальних досліджень тепловіддачі поодиноких еліптичних циліндрів, пар циліндрів та одно- або двоярядних пучків залежно від різних теплоносіїв та їхніх характеристик. Як приклад, можна привести роботи [60-64].

Особливістю проектування теплообмінних апаратів енергетичних установок є необхідність спільного аналізу ефективності тепловіддачі та втрат тиску на досягнення цієї ефективності. У роботах [65-67] показано, що оптимізаційним вибором поздовжніх і поперечних кроків у пучках гладких труб при заданому аеродинамічному опорі можна досягти мінімальних масогабаритних показників теплообмінних апаратів. Однак для цього необхідний спільний аналіз, що використовує залежності для розрахунку теплообміну і гідравлічного опору. Наявні дані обмежені залежностями для сильно розряджених трубних пучків, відсутні дані для розрахунку аеродинамічного опору.

Інтенсифікація тепловіддачі при зовнішньому обтіканні поверхонь шляхом використання оребrenz профільованих поверхонь.

Оребрення є широко розповсюдженим способом інтенсифікації тепловіддачі. В той же час, воно підвищує гідродинамічний опір поверхні, що підвищує витрати на транспортування теплоносіїв. Для зниження цього опору може бути застосовано профілювання поверхонь лунковими системами. При проходженні потоку на поверхні з лункою в неї формується вихороподібна структура типу природного вихору «торнадо». Ця структура, виходячи з лунки, виносить енергію вихору у зовнішній потік, що запобігає відриву потоку, знижуючи при цьому гідродинамічний опір усієї поверхні. В залежності від розміру лунок, від'ємна (у порівнянні з атмосферним) зона статичного тиску охоплює від 30 до 80% довжини заглиблення. Максимум позитивного значення статичного тиску розташований біля задньої кромки заглиблення, після чого він різко падає внаслідок відриву потоку і знову стає від'ємним. Це дозволяє забезпечити зростання тепловіддачі над зростанням опору [38, 68].

Як профільовану оребрену поверхню в роботі [69] запропоновано використання труб круглого перерізу із *L*-подібними ребрами з нанесеними на ними лунковими системами. Але, запропонована система лунок, що нанесена по всій поверхні ребра, є вкрай не технологічною, що ускладнить виробництво та використання таких поверхонь. Крім того, відсутні залежності для оцінки теплогидравлічної ефективності в залежності від розміру та схеми розташування лунок.

Таким чином, процеси тепловіддачі в багаторядних пучках еліптичних труб та в оребrenz профільованих пучках вимагають подальших досліджень.

Схематичні рішення утилізаційних котлів.

На рис.1.30 та 1.31 представлені зовнішній вигляд та поперечний переріз котлів, які використовуються для утилізації теплоти відпрацьованих газів газотурбінних і дизельних енергетичних установок [30, 70].

Утилізаційні котли містять перегрівальну, випарну та економайзерну поверхні. Поверхні виконуються з гладких або оребrenz (рис.1.32) труб.

Основні характеристики такого типу котлів [30, 70]:

коефіцієнт тепловіддачі поверхні

по газовій стороні, α , Вт/(м²·К)

пароперегрівної	110...130;
випарної	90...110;
економайзерної	90...100;

коефіцієнт теплопередачі поверхні, k , Вт/(м²·К)

пароперегрівної	65...80;
випарної	55...70;
економайзерної	45...65;

встановлена поверхня нагріву

по газовій стороні, F , м²

пароперегрівної	1340...10530
випарної	80...1990;
економайзерної	840...5340;
	420...3200;

маса котла, т

сухого	17,1...122,6;
завантаженого водою	18,6...126,8.

Конструктивне виконання трубчастих регенераторів для газотурбінних установок більш різноманітне та представлене на рис.1.33 – 1.38. Конструктивно вони виконуються в основному гладкотрубними, ззовні омиваються відпрацьованими газами, всередині трубок – повітря. Винятком є регенератор компанії *GEA-Kelvion* (рис.1.26), всередині трубок якого проходять відпрацьовані гази, а ззовні – повітря. Регенератори для інтенсифікації теплопередачі використовують еліптичні оребрені труби (рис.1.39) або скручені труби (рис.1.40). Особливістю конструктивного виконання сучасних регенераторів є їх модульність. В залежності від потужності газотурбінного двигуна використовується необхідна кількість модулів [70-78].



Рисунок 1.30 – Утилізаційний котел типу Mission™ XW-TG [70]

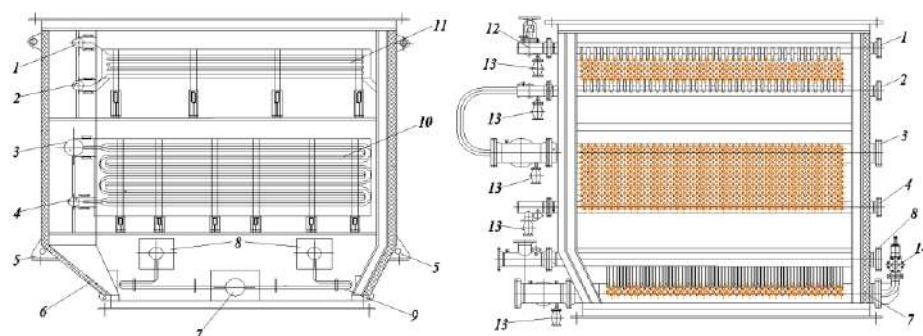
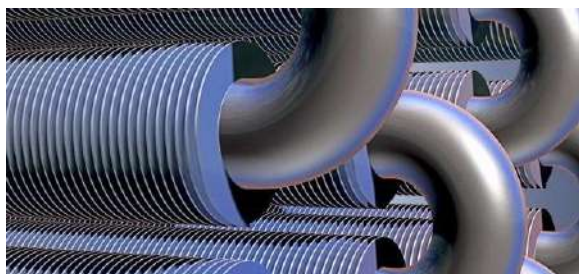


Рисунок 1.31 – Загальна будова утилізаційного котла: 1, 2 – відповідно вхідний та вихідний колектори економайзера; 3, 4 – вихідний і вхідний колектори випарника відповідно; 5 – опори котла; 6 – корпус котла з ізоляцією; 7, 8 – відповідно вихідний та вхідний колектори пароперегрівника; 9 – пароперегрівник; 10 – випарник; 11 – економайзер; 12 – клапан підведення води в економайзер; 13 – клапани дренажу поверхонь нагріву котла; 14 – запобіжний клапан [30]



а



б

Рисунок 1.32 – Типи оребрених поверхонь нагріву утилізаційних котлів [70]

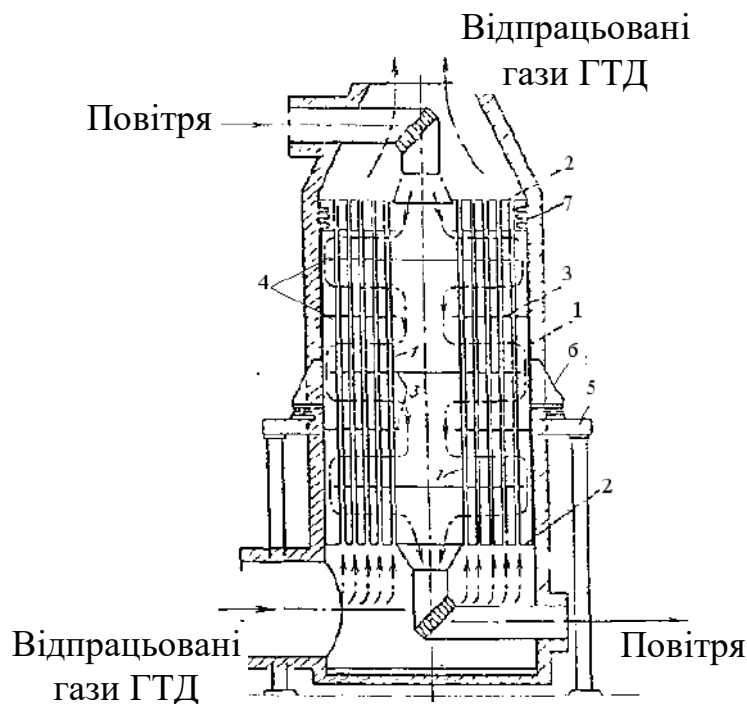
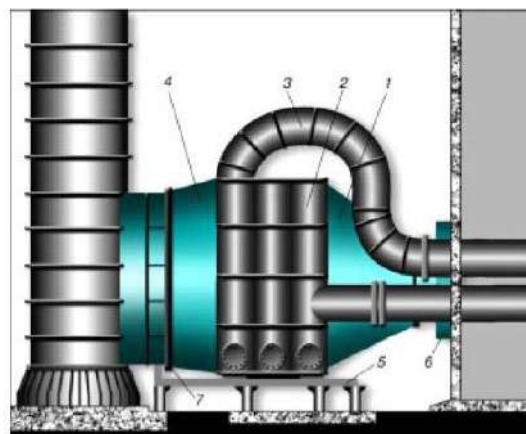


Рисунок 1.33 – Гладкотрубний регенератор компанії „GEA” [71]:

1 – циліндричний корпус; 2 – трубні дошки; 3 – трубний пучок; 4 – перегородки; 5 – опорна рама регенератора; 6 – опори регенератора; 7 – компенсатор

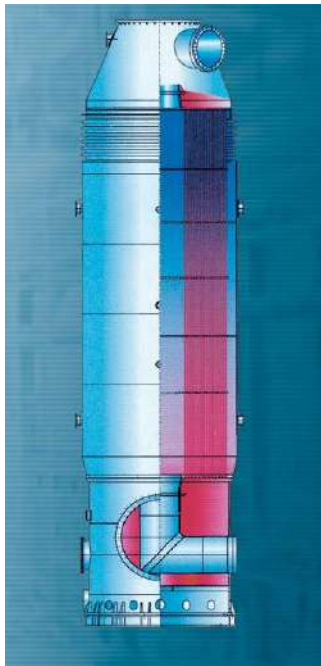


а) компоновка поверхні теплообміну



б) монтажна схема регенератора: 1 – дифузор; 2 – регенератор; 3 – повітроводи; 4 – конфузор; 5 – опорна рама; 6, 7 – компенсатори

Рисунок 1.34 – Регенератор НВФ „Орма” [72]



a



б

Рисунок 1.35 – Загальний вид регенераторів ВАТ „Машинобудівний завод „ЗіО-Подольск” [73]: *a* – вертикальна компоновка; *б* – горизонтальна компоновка

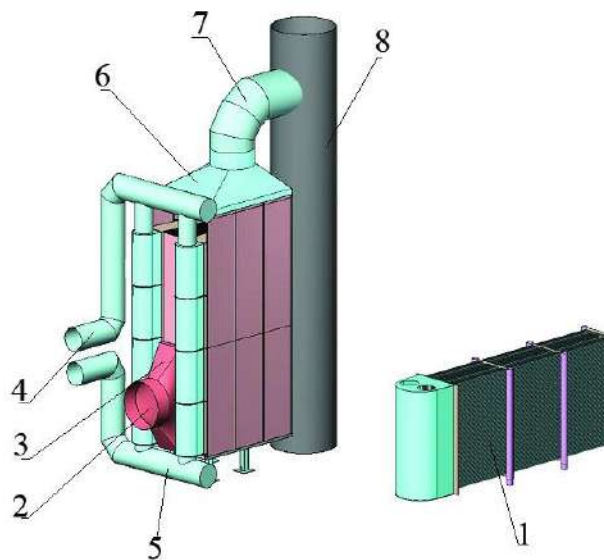
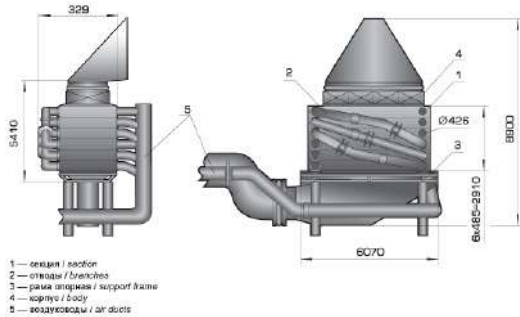


Рисунок 1.36 – Секція регенератору НВП „Теплопроект” [74]: 1 – типовий модуль; 2 – патрубок підводу газу; 3 – дифузор; 4,5 – повітроводи підводу/відводу стиснутого повітря; 6 – конфузор; 7 – патрубок відводу газу; 8 – вихлопна труба.



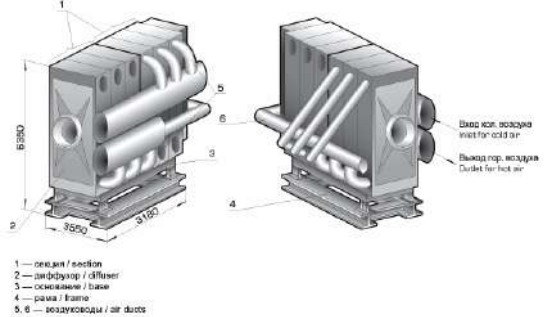
a

Внешний вид ТРТ «Факел-1»
Appearance of HER «Fakel-1»



б

Внешний вид ТРТ «Факел-2»
Appearance of HER «Fakel-2»



в

Рисунок 1.37 – Регенераторы ВАТ „Факел” [75]: *a* – загальний вид теплообмінної поверхні; *б, в* – компонування

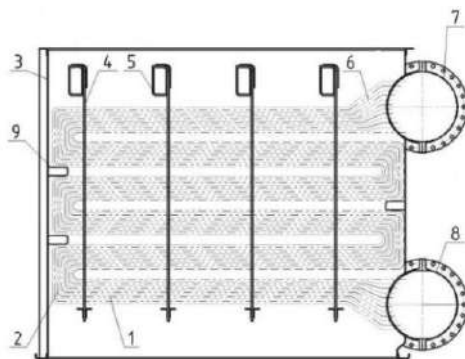
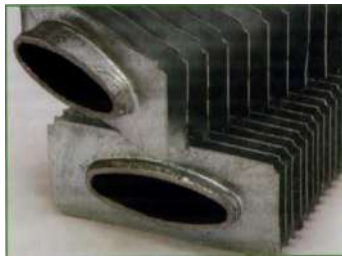


Рисунок 1.38 – Секція регенератору для ГТУ-16Р [34]: 1 – теплообмінний пакет з плоских змійовиків; 2 – калачі; 3 – корпус; 4 – проставки; 5 – балки; 6 – відводи; 7 – підвідний повітряний колектор; 8 – відвідний повітряний колектор; 9 – витиснювачі



a



б



в

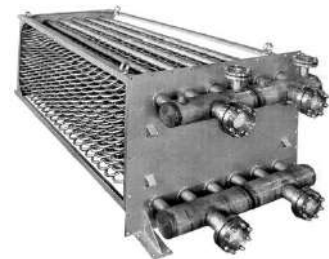


г

Рисунок 1.39 – Теплообмінний апарат з інтенсифікацією теплопередачі компанії „Kelvion” [71]: *a* – еліптична труба з оребренням; *б, в* – елементи теплообмінної поверхні; *г* – теплообмінний апарат у зборі.



a



в



б

Рисунок 1.40 – Загальний вигляд регенератора ТОВ „АНОД-ТЦ” [76]

a – елемент теплообмінної поверхні; *б* – матриця теплообмінної поверхні у зборі; *в* – секція регенератора

Основні характеристики регенераторів:

коефіцієнт тепловіддачі поверхні по газовій стороні, α , Вт/(м ² ·К)	70...150;
коефіцієнт тепловіддачі поверхні по повітряній стороні, α , Вт/(м ² ·К)	90...120;
коефіцієнт теплопередачі поверхні, k , Вт/(м ² ·К)	40...60;
встановлена поверхня нагріву, F , м ²	2950...4650;
ступінь регенерації теплоти σ	0,75...0,82;
маса регенератора, т	52...105.

Установка *WR-21* [77] призначена для використання в енергетичних установках фрегатів, амфібійних кораблів та суден, великих суден допоміжного флоту військово-морських сил, а також для високошвидкісних комерційних суден.

Основні характеристики установки :

– потужність установки, МВт	25,2;
– витрата відпрацьованих газів, кг/с	73,5;
– температура газів перед регенератором, °С	582;
– температура газів після регенератора, °С	355.

В установці використаний пластинчастий регенератор та проміжний охолоджувач повітря. Це дозволило досягнути достатньо високого ступеня регенерації теплоти та ККД установки.

Хід повітря та відпрацьованих газів в регенераторі установки показаний на рис. 1.41.

Загальний вигляд установки *Mercury 50* фірми *Solar Turbines Incorporated* приведений на рис.1.42 [78].

Основні характеристики установки:

– потужність установки, МВт	4,6;
-----------------------------	------

- ККД, % 38,5;
- температура газів перед регенератором, °C 374.

Використання нестандартного компоновання компресора, турбіни та камери згоряння один відносно одного дозволило створити достатньо компактну установку з невисокими масогабаритними показниками .

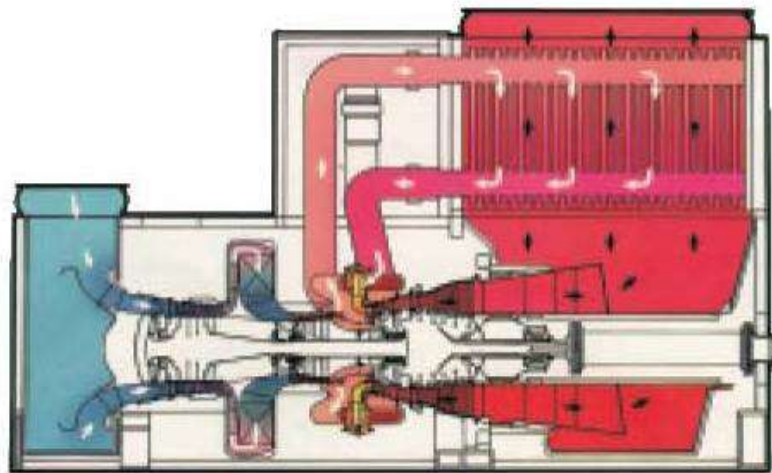
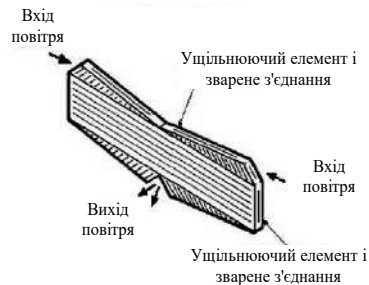
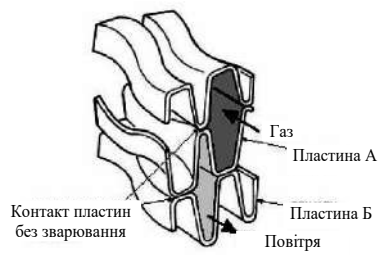


Рисунок 1.41 – Хід повітря та відпрацьованих газів в регенераторі установки
WR-21

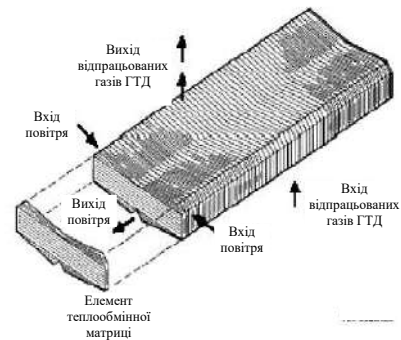


Рисунок 1.42 – Загальний вигляд установки *Mercury 50*
фірми *Solar Turbines Incorporated*

Елементи теплообмінної поверхні пластинчастого регенератора приведені на рис.1.43 [67].



а)



б)

Рисунок 1.43 Елементи пластинчастого регенератора:

а) елемент теплообмінної матриці;

б) матриця теплообмінника у зборі.

В його конструкції необхідно відмітити, що контакт пластин здійснюється без зварювання. Це дозволило значно збільшити ресурс регенератора, оскільки цей вузол є одним з „проблемних”, особливо при експлуатації у перехідних режимах роботи.

1.4. Визначення науково-прикладної проблеми, мети і задач дослідження

Світова обмеженість паливно-енергетичних ресурсів викликає необхідність підвищення ефективності енергетичних установок.

Проведений аналіз показав, що сучасний рівень ефективності дизельних енергетичних установок знаходиться на рівні 49...53%, газотурбінних установок простих циклів та з регенерацією теплоти і проміжним охолодженням повітря – 36...42%, газопаротурбінних установок з утилізацією теплоти в утилізаційних котлах досягає 60%. Подальше підвищення ефективності стримується зниженням компактності енергетичних установок при збільшенні теплових потоків для реалізації процесів перенесення теплоти в їх теплопередавальних елементах.

Аналіз сучасного стану проблеми підвищення ефективності перетворення енергетичних ресурсів та зниження теплових та шкідливих

викидів відпрацьованих газів теплових двигунів в судновій енергетиці обґрунтовує актуальність вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах, що сприятиме створенню на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками

Одним із перспективних напрямів інтенсифікації процесів перенесення в теплообмінних апаратах є погодження форми і площі поверхонь теплопередачі при конвективному теплообміні в елементах енергетичних установок. Це погодження базується на використанні внутрішньої і зовнішньої форм поодиноких каналів при заданих розмірах та їх просторовому розташуванні у пучках. Суттєвою відмінністю таких пучків теплопередавальних поверхонь повинно стати переважаюче зростання теплопередачі над зростанням гідродинамічного опору на її забезпечення, що дасть можливість створення на їх основі компактних теплообмінних апаратів для реалізації підвищених теплових потоків.

Впровадження таких пучків поверхонь стримує обмеженість знань про протікання та особливості процесів гідродинаміки та теплообміну при їх щільній компоновці таких пучків.

Крім того, певною проблемою є обмеженість узагальнюючих положень і рекомендацій щодо підвищення комплексної технічної ефективності енергетичних установок за рахунок інтенсифікації теплопередачі в їх елементах.

Науково-прикладною проблемою, що вирішується в дисертаційній роботі, є підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів, при достатньому ресурсі і компактності суднових енергетичних установок, шляхом пріоритетного підвищення інтенсивності теплопередачі порівняно з впливом гідродинамічного опору завдяки раціональному погодженню форми і площі поверхонь при конвективному теплообміні в їх елементах.

Мета дослідження – вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками.

Робочі наукові гіпотези сформульовані наступним чином:

- забезпечення ефективності енергетичних установок досягається сукупністю показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності за умови переважаючого зростання переданої теплоти первинних і вторинних енергоресурсів над витратами енергії на їх перенесення у теплообмінних апаратах з інтенсифікацією процесів теплопередачі і, як наслідок, зниження загальної витрати палива, теплових та шкідливих викидів у навколишнє середовище, теплонапруженого стану елементів енергетичних установок і масогабаритних показників;
- переважаюче зростання переданої теплоти над витратами енергії на її перенесення в теплообмінних апаратах енергетичних установок як відношення потоку теплоти до витрат енергії на рух теплоносіїв відповідно до аналогії Рейнольдса забезпечується раціональною формою теплопередавальної поверхні та просторовим розташуванням її елементів;
- забезпечення раціональної форми зовнішніх і внутрішніх теплопередавальних поверхонь поодиноких каналів та їх просторового розташування у пучках теплообмінних апаратах енергетичних установок досягається за однакової площі зниженням сумарного гідродинамічного опору переважно за рахунок опору форми;
- запропонований інтегральний показник ефективності енергетичних установок з теплообмінними апаратами дозволяє оцінити комплексне поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик.

Головні задачі наукового дослідження:

1. Визначення резервів підвищення ефективності суднових енергетичних установок при вдосконаленні сукупних процесів конвективного теплообміну у теплопередавальних елементах та їх раціональних показників у залежності від функціонального призначення теплообмінних апаратів.

2. Обґрунтування підходу та фактору підвищення ефективності і компактності суднових енергетичних установок за умови випередження приросту інтенсивності конвективного теплообміну у порівнянні з витратами на переміщення теплоносіїв в їх теплообмінних апаратах з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках у складі енергетичних установок.

3. Обґрунтування використання в енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними і компактними пучками каналів для поліпшення економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик установок.

4. Забезпечення вдосконалення енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом використання теплопередавального обладнання з пучками каналів різної форми та просторовим розташуванням.

Структура технологічної схеми дисертаційної роботи представлена в Додатку А.

Висновки за главою 1

1. В судновій енергетиці присутні значні резерви зниження енергетичних втрат в процесах перенесення теплоти, а завдяки їх вдосконаленню за умови, що співвідношення підведеної теплоти в цикл к витратам енергії на переміщення теплоносіїв складає при проміжному охолодженні до 1,08; регенерації – 1,13 та утилізації теплоти робочого тіла – 1,06 відповідно дозволяє підвищити ККД енергетичних установок до 3, 5 та 3% абсолютних.

2. У більшості сучасних суднових енергетичних установках значення показників теплових викидів з відпрацьованими газами, ресурсу, масових і габаритних показників відповідно: для дизельних установок – до 300 ГДж/год., до 110 тис. год., 27...45 кг/кВт, 0,24...0,62 м³/кВт; для газотурбінних установок – до 500 ГДж/год, до 90 тис. год., 1...5 кг/кВт, 0,05...0,11 м³/кВт, не відповідають вимогам ІМО і потребують вдосконалення теплопередавального обладнання шляхом інтенсифікації сукупних процесів конвективного перенесення теплоти робочого тіла за рахунок зниження термічних опорів теплопередачі.

3. Для суднових енергетичних установок інтенсифікація термогазодинамічних процесів в їх теплопередавальних елементах покращує комплексну технічну ефективність за рахунок рівня ефективного ККД, теплових та шкідливих викидів, ресурсу і компактності.

4. За результатами першого розділу визначено науково-прикладну проблему, мету і задачі дослідження які, для суднових енергетичних установок, спрямовані на підвищення ефективності використання їх енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів шляхом раціональної організації перетворення енергії за рахунок погодження форми і площі поверхонь при перенесенні теплоти в їх елементах.

Основні наукові результати глави опубліковані в [65, 66, 79, 80, 81].

ГЛАВА 2. МЕТОДИ І МОДЕЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА ЇХ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

2.1 Методи математичного і фізичного моделювання процесів перенесення теплоти в енергетичних установках та їх елементах

Математичні методи дослідження ефективності процесів перетворення теплоти в енергетичних установках та їх елементах передбачають створення узагальненої багаторівневої математичної моделі енергетичної установки з теплообмінними апаратами.

Енергетична установка формалізована у формі макрорівнів з системою перетворення вторинної теплоти для підвищення ефективності установки.

Експериментальні математичні та фізичні дослідження процесів перетворення теплоти в елементах енергетичних установок забезпечують можливість отримання нових знань відносно їх протікання, а також напрямки інтенсифікації цих процесів.

Задачі експериментальних досліджень:

- виявлення особливостей процесів перетворення теплоти в елементах енергетичних установок за умови їх інтенсифікації;
- проведення *CFD*-моделювання процесів теплопередачі і гідродинаміки в елементах енергетичних установок;
- верифікація математичної моделі процесів перетворення теплоти в елементах енергетичних установок.

Верифікація та валідація математичних методів дослідження виконане шляхом порівняння отриманих результатів з даними фізичних експериментів.

2.2 Математична модель комплексної ефективності енергетичної установки з теплообмінними апаратами

На рис.2.1 та 2.2 представлена блок-схема математичної моделі комплексної ефективності енергетичної установки з теплообмінними апаратами. Об'єктно-орієнтована побудова моделі у вигляді процедур дозволило використання апробованих методик розрахунку параметрів робочого тіла і характеристик двигунів і енергетичних установок, що визначило коректність і достовірність отриманих результатів.

Вихідними даними для розрахунку моделі є:

- ефективна потужність двигуна $N_{\text{д}}$, кВт;
- питома витрата палива двигуна g_e , кг/(кВт·год);
- частота обертів двигуна $n_{\text{дв}}$, хв⁻¹;
- нижча теплота згоряння палива двигуна $Q_{\text{н}}^p$, кДж/кг;
- параметри навколишнього середовища – температура та тиск $T_{\text{н.с.}}$, К; $p_{\text{н.с.}}$, Па.

Процедура «Головний двигун» реалізує розрахунки процесів термодинамічних циклів двигунів внутрішнього згоряння та газотурбінних двигунів [32, 33, 82-85].

Процедури «Енергетичний теплообмінний апарат енергетичної установки» та «Технологічний теплообмінний апарат енергетичної установки» реалізуються послідовно на рівнях:

– «Енергетичний теплообмінний апарат енергетичної установки»:

- I – теплопередавальна поверхня теплообмінного апарату як елемент підсистеми;
- II – теплообмінний апарат як система конструктивних елементів;
- III – теплообмінний апарат як елемент енергетичної установки.

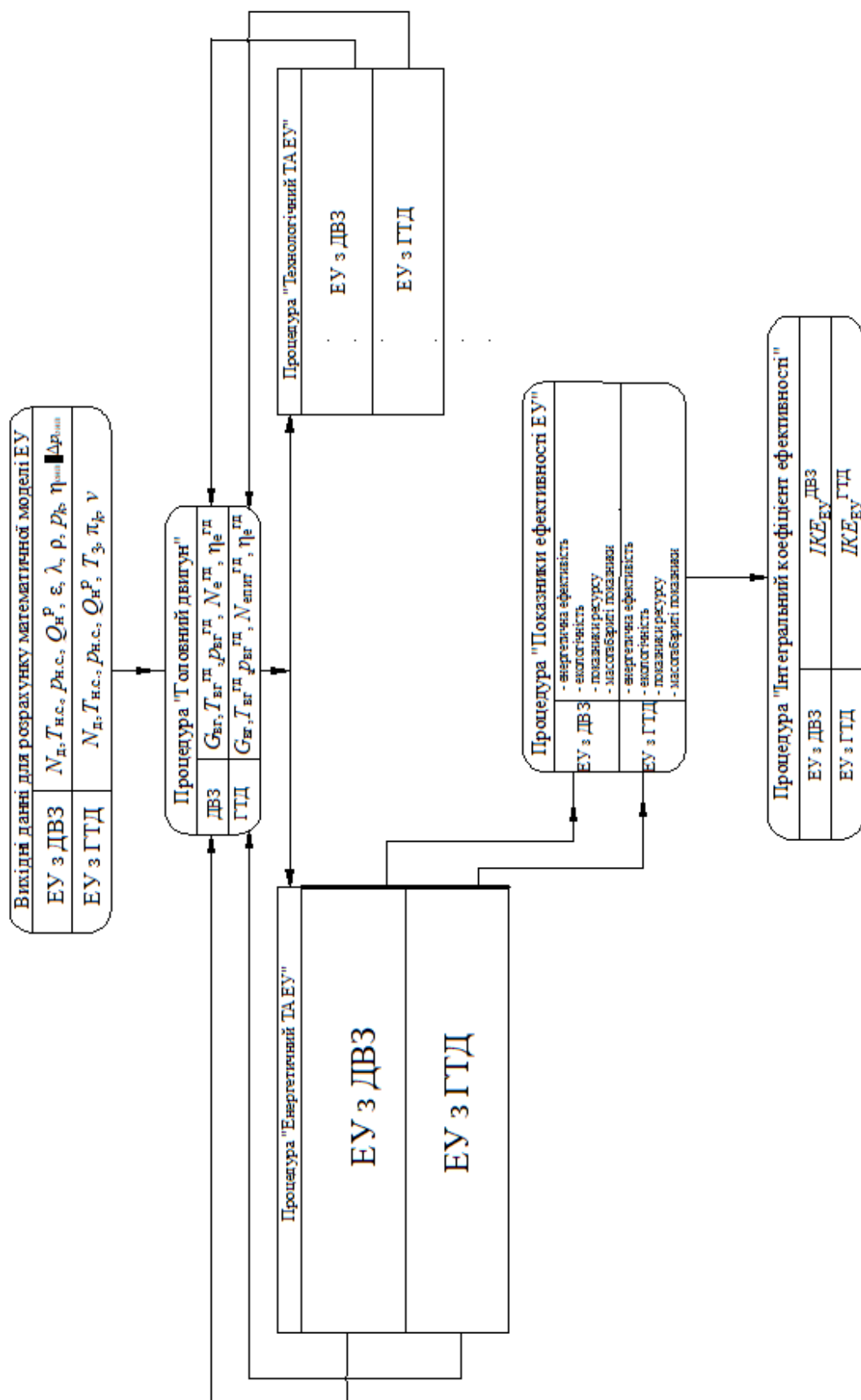


Рисунок 2.1 – Блок-схема математичної моделі енергетичної установки з теплообмінними апаратами

Процедура "Енергетичний ТА ЕУ"				
Е У З Д В З	ТА як елемент системи ЕУ	$\Delta p_{\text{онп}}^{\text{ЕУ}}$	Охолоджувач надувного повітря ДВЗ	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{онп}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{онп}}, T_{\text{п}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{ЕУ}}$	Утилізаційний котел паровий	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{уп.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{уп.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{ЕУ}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{ув.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{ув.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{ув.к}}$
	ТА як підсистема конструктивних елементів	$\Delta p_{\text{онп}}^{\text{ке}}$	Охолоджувач надувного повітря ДВЗ	$M_{\text{онп}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке онп}}, T_{\text{вг}}^{\text{ке онп}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{ке}}$	Утилізаційний котел паровий	$M_{\text{уп.к}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке уп.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{ке уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{ке}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$M_{\text{ув.к}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке ув.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{ке ув.к}}$
	Теплопередавальна поверхня ТА як елемент підсистеми	$\Delta p_{\text{онп}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{онп}}^{\text{тп}}$	Охолоджувач надувного повітря ДВЗ	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп онп}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп онп}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{вк}}^{\text{тп}}$	Утилізаційний котел паровий	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп уп.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{вк}}^{\text{тп}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп рг}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп рг}}$

а

Процедура "Енергетичний ТА ЕУ"				
Е У З Г Т Д	ТА як елемент системи ЕУ	$v_{\text{рг}}^{\text{ЕУ}}$	Регенератор	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{рг}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{рг}}, T_{\text{вг}}^{\text{рг}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{ЕУ}}$	Утилізаційний котел паровий	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{уп.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{уп.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{ЕУ}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{ув.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{ув.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{ув.к}}$
		$v_{\text{по}}^{\text{ЕУ}}$	Проміжний охолоджувач повітря у процесі підвищення тиску	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{по}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{по}}$
		$v_{\text{ну}}^{\text{ЕУ}}$	Нагрівач-утилізатор	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{ну}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{ну}}$
		$\Delta p_{\text{апо}}^{\text{ЕУ}}$	Апарати повітряного охолодження	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{апо}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{апо}}$
	ТА як підсистема конструктивних елементів	$v_{\text{рг}}^{\text{ке}}$	Регенератор	$M_{\text{р}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке рг}}, T_{\text{вг}}^{\text{рг}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{ке}}$	Утилізаційний котел паровий	$M_{\text{уп.к}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке уп.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{ке уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{ке}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$M_{\text{ув.к}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке ув.к}}, T_{\text{вг}}^{\text{ке ув.к}}$
		$v_{\text{по}}^{\text{ке}}$	Проміжний охолоджувач повітря у процесі підвищення тиску	$M_{\text{по}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке по}}, T_{\text{вг}}^{\text{ке по}}$
		$v_{\text{ну}}^{\text{ке}}$	Нагрівач-утилізатор	$M_{\text{ну}}, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке ну}}, T_{\text{вг}}^{\text{ке ну}}$
		$\Delta p_{\text{апо}}^{\text{ке}}$	Апарати повітряного охолодження	$\Delta L_{\text{пт}}^{\text{ке апо}}$
	Теплопередавальна поверхня ТА як елемент підсистеми	$v_{\text{рг}}^{\text{тп}}, \eta$	Регенератор	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп рг}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп рг}}$
		$\Delta p_{\text{уп.к}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{вк}}^{\text{тп}}$	Утилізаційний котел паровий	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп уп.к}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп уп.к}}$
		$\Delta p_{\text{ув.к}}^{\text{тп}}, \eta_{\text{вк}}^{\text{тп}}$	Утилізаційний котел водогрійний	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп рг}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп рг}}$
		$v_{\text{по}}^{\text{тп}}, \Delta o$	Проміжний охолоджувач повітря у процесі підвищення тиску	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп рг}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп рг}}$
		$v_{\text{ну}}^{\text{тп}}$	Нагрівач-утилізатор	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп ну}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп ну}}$
		$\Delta p_{\text{апо}}^{\text{тп}}$	Апарати повітряного охолодження	$\alpha_1, \alpha_2, S_1, S_2, \Delta L_{\text{пт}}^{\text{тп апо}}, \Delta Q_{\text{пт}}^{\text{тп апо}}$

б

Рисунок 2.2 – Процедура «Енергетичний теплообмінний апарат» для енергетичної установки: а) з ДВЗ; б) з ГТД

Перші два рівні реалізуються методами обчислювальної гідродинаміки, третій – термодинамічним розрахунком складного циклу енергетичної установки;

– «Технологічний теплообмінний апарат енергетичної установки»:

I – теплопередавальна поверхня теплообмінного апарату як елемент підсистеми;

II – теплообмінний апарат як система конструктивних елементів;

III – теплообмінний апарат як елемент систем охолодження і змащування.

Перші два рівні реалізуються методами обчислювальної гідродинаміки, третій – розрахунком системи, до якої входить теплообмінний апарат.

Визначення ефективності процесів перенесення теплоти між теплоносіями в теплообмінних апаратах здійснюється аналогом безрозмірного енергетичного коефіцієнту М.В. Кирпичова Q/L , де Q – кількість теплоти, що передана між теплоносіями; L – робота, витрачена на переміщення теплоносіїв відносно поверхні.

Визначення ефективності процесів конвективного теплообміну здійснюється за гіпотезою О. Рейнольдса [45, 46, 86] про єдність конвективного перенесення теплоти і механічної енергії. З урахуванням цієї гіпотези систему рівнянь, що описують ці процеси в квазістаціонарній тривимірній постановці (рис.2.3), можливо в циліндричних координатах представити наступним чином:

$$x = r \cdot \cos(\varphi);$$

$$y = r \cdot \sin(\varphi);$$

$$z = z;$$

– рівняння тепловіддачі

$$\alpha_j = -\frac{\lambda_j}{g_j^c} \left(\frac{\partial T_j}{\partial r_j} \right)_{r=r_j^c};$$

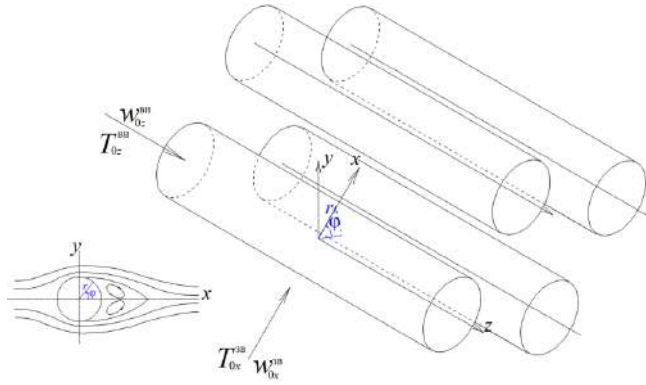


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема теплопередачі

– рівняння енергії

$$\begin{aligned} \rho_j c_{vj} \left(v_{rj} \frac{\partial T_j}{\partial r_j} + \frac{v_{\varphi j}}{r_j} \cdot \frac{\partial T_j}{\partial \varphi_j} + v_{zj} \frac{\partial T_j}{\partial z_j} \right) = \lambda_j \left[\frac{1}{r_j} \cdot \frac{\partial}{\partial r_j} \left(r_j \frac{\partial T_j}{\partial r_j} \right) + \frac{1}{r_j^2} \cdot \frac{\partial^2 T_j}{\partial \varphi_j^2} + \frac{\partial^2 T_j}{\partial z_j^2} \right] + \\ 2\mu_j \left\{ \left(\frac{\partial v_{rj}}{\partial r_j} \right)^2 + \left[\frac{1}{r_j} \left(\frac{\partial v_{\varphi j}}{\partial \varphi_j} + v_{rj} \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial v_{zj}}{\partial z_j} \right)^2 \right\} + \\ + \mu_j \left\{ \left(\frac{\partial v_{\varphi j}}{\partial z_j} + \frac{1}{r_j} \cdot \frac{\partial v_{zj}}{\partial \varphi_j} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_{zj}}{\partial r_j} + \frac{\partial v_{rj}}{\partial z_j} \right)^2 + \left[\frac{1}{r_j} \cdot \frac{\partial v_{rj}}{\partial \varphi_j} + r_j \frac{\partial}{\partial r_j} \left(\frac{v_{\varphi j}}{r_j} \right) \right]^2 \right\} \end{aligned} ;$$

– рівняння руху

$$\begin{aligned} \rho_j \left(v_{rj} \frac{\partial v_{rj}}{\partial r_j} + \frac{v_{\varphi j}}{r_j} \frac{\partial v_{rj}}{\partial \varphi_j} - \frac{v_{\varphi j}^2}{r_j} + v_{zj} \frac{\partial v_{rj}}{\partial z_j} \right) = -\frac{\partial p_j}{\partial r_j} + \mu_j \left(\frac{\partial^2 v_{rj}}{\partial r_j^2} + \frac{1}{r_j} \frac{\partial v_{rj}}{\partial r_j} - \frac{v_{rj}}{r_j^2} + \frac{1}{r_j^2} \frac{\partial^2 v_{rj}}{\partial \varphi_j^2} - \frac{2}{r_j^2} \frac{\partial v_{\varphi j}}{\partial \varphi_j} + \frac{\partial^2 v_{rj}}{\partial z_j^2} \right); \\ \rho_j \left(v_{rj} \frac{\partial v_{\varphi j}}{\partial r_j} + \frac{v_{\varphi j}}{r_j} \frac{\partial v_{\varphi j}}{\partial \varphi_j} + \frac{v_{rj} v_{\varphi j}}{r_j} + v_{zj} \frac{\partial v_{\varphi j}}{\partial z_j} \right) = \\ = -\frac{1}{r_j} \frac{\partial p_j}{\partial \varphi_j} + \mu_j \left(\frac{\partial^2 v_{\varphi j}}{\partial r_j^2} + \frac{1}{r_j} \frac{\partial v_{\varphi j}}{\partial r_j} - \frac{v_{\varphi j}}{r_j^2} + \frac{1}{r_j^2} \frac{\partial^2 v_{\varphi j}}{\partial \varphi_j^2} + \frac{2}{r_j^2} \frac{\partial v_{rj}}{\partial \varphi_j} + \frac{\partial^2 v_{\varphi j}}{\partial z_j^2} \right); \\ \rho_j \left(v_{rj} \frac{\partial v_{zj}}{\partial r_j} + \frac{v_{\varphi j}}{r_j} \frac{\partial v_{zj}}{\partial \varphi_j} + v_{zj} \frac{\partial v_{zj}}{\partial z_j} \right) = -\frac{\partial p_j}{\partial z_j} + \mu_j \left(\frac{\partial^2 v_{zj}}{\partial r_j^2} + \frac{1}{r_j} \frac{\partial v_{zj}}{\partial r_j} + \frac{1}{r_j^2} \frac{\partial^2 v_{zj}}{\partial \varphi_j^2} + \frac{\partial^2 v_{zj}}{\partial z_j^2} \right); \end{aligned}$$

– рівняння суцільності

$$\frac{\partial v_{rj}}{\partial r_j} + \frac{v_{rj}}{r_j} + \frac{1}{r_j} \frac{\partial v_{\varphi j}}{\partial \varphi_j} + \frac{\partial v_{zj}}{\partial z_j} = 0 ;$$

– рівняння коефіцієнту теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зв}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{вн}}} ;$$

$$j = \begin{cases} \text{зв} - \text{зовнішній потік} \\ \text{вн} - \text{внутрішній потік} \end{cases};$$

граничні умови

$$- \text{при } j = \text{вн} \quad T_{\text{вн}} = T_{0z} \Big|_{z=-\frac{l_0}{2}}; w_z^{\text{вн}} \Big|_{z=-\frac{l_0}{2}} = w_0^{\text{вн}}; w_x^{\text{вн}} = 0; w_y^{\text{вн}} = 0;$$

$$- \text{при } j = \text{зв} \quad \text{при } x < -n \cdot R, n > 5 \quad T_{\text{зв}} = T_{0x} \Big|_{x=-\frac{l_{x0}}{2}}; w_x^{\text{зв}} = w_{0x} \Big|_{\frac{l_{x0}}{2} < -n \cdot R}; w_y^{\text{зв}} = 0; w_z^{\text{зв}} = 0.$$

В безрозмірному вигляді система рівнянь має вигляд

$$Nu_j = f_1(R, \Phi, Z, Pe, Re, Gr);$$

$$Eu_j = f_2(R, \Phi, Z, Pe, Re, Gr);$$

$$\Theta_j = f_3(R, \Phi, Z, Pe, Re, Gr);$$

$$W_j = f_4(R, \Phi, Z, Pe, Re, Gr);$$

$$\frac{Nu_j}{Eu_j} = f_1(R, \Phi, Z, Re, Pe);$$

$$\Theta_j = f_2(R, \Phi, Z, Re, Pe);$$

$$W_j = f_3(R, \Phi, Z, Re, Pe),$$

де $\frac{Nu}{Eu}$ – є вираженням умови гіпотези Рейнольдса, або відношення кількості переданої теплоти теплоносієм до роботи, що витрачена на його переміщення відносно поверхні теплообміну.

Співставлення показників ефективності процесів перетворення енергії в енергетичних установках з теплообмінними апаратами, перенесення теплоти між теплоносіями в теплообмінних апаратах і процесів конвективного теплообміну доводить їх аналогію за відношенням теплоти до роботи.

Ефективності процесів перетворення енергії в енергетичних установках з теплообмінними апаратами ($\Delta Q_{\text{сц}}/\Delta L_{\text{сц}}$), перенесення теплоти в теплообмінних апаратах цих установок ($Q_{\text{та}}/L_{\text{та}}$) і конвективного теплообміну теплоносіїв в цих апаратах визначається відношенням кількості теплоти процесу до роботи, що забезпечує це перенесення ($Q_{\text{кт}}/L_{\text{кт}}$).

Враховано три рівні передачі теплоти: I – тепловіддача від теплоносіїв, II – теплопередача між теплоносіями та III – передача теплоти між елементами.

Для обґрунтування способу інтенсифікації тепловіддачі на I рівні отримав подальший розвиток напрямок, запропонований академіком А.А.Халатовим для тепловіддачі в каналах [21, 43, 44]. На підставі цього доцільно для пучків каналів знаменник показника фактору аналогії Рейнольдса представити у вигляді безрозмірних чисел Ейлера Eu/Eu_0 . Тоді показник ефективності на першому рівні оцінки визначиться як

$$FAR_{\alpha} = \frac{Nu/Nu_0}{Eu/Eu_0}. \quad (2.1)$$

Для теплоносіїв зі схожими теплофізичними властивостями отримано

$$FAR_{\alpha} = \frac{Nu/Nu_0}{Eu/Eu_0} \cong \frac{\alpha/\alpha_0}{f/f_0}, \quad (2.2)$$

де $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$, де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·°С); d – еквівалентний

діаметр каналу, м; λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/(м·°С),

$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$ та $f = \frac{\Delta p}{\rho w^2 / 2}$, де Δp – перепад тиску, Па; ρ – густина теплоносія,

кг/м³; w – швидкість теплоносія, м/с; f – коефіцієнт гідродинамічного опору, індекс 0 відповідає базовому, зазвичай циліндричному гладкому каналу.

Для врахування і оцінки ефективності процесів інтенсифікації теплопередачі на другому рівні запропоновано модифікований фактор аналогії Рейнольдса FAR_k , який визначається як

$$FAR_k = \frac{k/k_0}{Eu_1/Eu_{10} + Eu_2/Eu_{20}} \text{ або } FAR_k = \frac{k/k_0}{f_1/f_{10} + f_2/f_{20}}, \quad (2.3)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К), індекси 0, 1 і 2 відповідають базовому, зазвичай гладкому каналу з обох боків (як найбільш теплогідрравлічно дослідженому), а також гарячому і холодному теплоносію.

Після перетворення рівняння (2.3) з урахуванням (2.1) та (2.2) отримано

$$FAR_k = \frac{k/k_0}{\sum Eu/Eu_0} = \frac{FAR_{\alpha_1} \frac{Eu_1}{Eu_{10}} \cdot FAR_{\alpha_2} \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{d_1} Nu_{10} + \frac{\lambda_2}{d_2} Nu_{20} \right)}{\frac{\lambda_1}{d_1} Nu_{10} FAR_{\alpha_1} \frac{Eu_1}{Eu_{10}} + \frac{\lambda_2}{d_2} Nu_{20} FAR_{\alpha_2} \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \cdot \left(\frac{Eu_1}{Eu_{10}} + \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \right)} \quad (2.4)$$

Для випадків, коли термічний опір теплопровідності набагато менший за термічний опір тепловіддачі ($d_{\text{зов}}/d_{\text{вн}} \leq 1,8$), площі поверхонь ($F_1 \approx F_2$) і теплофізичні властивості теплоносіїв приблизно рівні

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (2.5)$$

Виконуючи перетворення рівняння (2.3) отримано

$$FAR_k = \frac{\alpha_{10} \cdot FAR_1 \cdot f_1 \cdot \alpha_{20} \cdot FAR_2 \cdot f_2 \cdot f_{10} \cdot f_{20}}{k_0 \cdot f_{10} \cdot f_{20} \cdot \left(\alpha_{10} \cdot FAR_1 \cdot \frac{f_1}{f_{10}} + \alpha_{20} \cdot FAR_2 \cdot \frac{f_2}{f_{20}} \right) \cdot (f_1 \cdot f_{20} + f_2 \cdot f_{10})} \quad (2.6)$$

Максимальне значення FAR_k досягається за умови

$$\alpha_1 \cong \alpha_2 \quad (2.7)$$

або

$$\alpha_{10} \cdot FAR_1 \cdot \frac{f_1}{f_{10}} = \alpha_{20} \cdot FAR_2 \cdot \frac{f_2}{f_{20}} \quad (2.8)$$

Підставляючи останнє рівняння в (2.6) і виконуючи перетворення отримано

$$FAR_k = \frac{FAR_1}{2} \frac{1 + \frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{1 + \frac{f_2 f_{10}}{f_{20} f_1}} \quad (2.8)$$

Останній вираз отриманий для умов схожих теплофізичних властивостей теплоносіїв, наприклад відпрацьовані гази-повітря. У більш загальному випадку воно повинно бути представлено як

$$FAR_k = \frac{FAR_1}{2} \frac{1 + \frac{Nu_{10}}{Nu_{20}}}{1 + \frac{Eu_2 Eu_{10}}{Eu_{20} Eu_1}}. \quad (2.9)$$

Для оребрених поверхонь $F_1 \neq F_2$ і вираз для коефіцієнту теплопередачі визначиться рівнянням

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1^{np}} \frac{F_2}{F_{pc}}} \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_1^{np}} \frac{F_2}{F_{pc}}},$$

де F_2 – площа поверхні без ребер зі сторони «холодного» теплоносія; приведений коефіцієнт тепловіддачі зі сторони «гарячого» теплоносія згідно [37] визначиться як

$$\alpha_1^{np} = \alpha_{1p} E \frac{F_{1p}}{F_1^{pc}} + \alpha_{1c} \frac{F_{1c}}{F_1^{pc}},$$

де $F_1^{pc} = F_{1p} + F_{1c}$, E – коефіцієнт ефективності ребра.

Виконуючи перетворення аналогічно як для гладкої стінки

$$FAR_{kp} = \frac{k_p / k_0}{f_{1p} / f_{10} + f_2 / f_{20}} = \frac{f_{10} \cdot f_{20} \cdot (\alpha_{10} + \alpha_{20})}{(f_{1p} \cdot f_{20} + f_2 \cdot f_{10}) \cdot \alpha_{10} \cdot \alpha_{20} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_1^{np}} \frac{F_2}{F_1^{pc}} \right)}. \quad (2.10)$$

У випадку $\alpha_2 \approx \alpha_1^{np}$ отримане рівняння перетворюється до вигляду

$$FAR_{kp} = \frac{FAR_1^{np}}{1 + \frac{F_2}{F_1^{pc}}} \cdot \frac{1 + \frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{1 + \frac{f_2}{f_{20}} \frac{f_{10}}{f_{1p}}}. \quad (2.11)$$

У випадку гладкої стінки значення $FAR_1^{np} = FAR_1$ а $\frac{F_2}{F_1^{pc}} \approx 1$ і рівняння

(2.11) переходить в (2.8).

Отримані рівняння (2.4), (2.8) і (2.11) дозволяють проводити аналіз ефективності способів інтенсифікації теплопередачі з метою визначення найбільш ефективних її параметрів.

Для визначення ефективності передачі теплоти на III рівні оцінки, тепловий потік, що передається, повинен бути представлений як

$$Q_{\text{та}} = F(Q_{1\text{та}}, Q_{2\text{та}}, Q_{\text{та}}^{12}, \delta p_1, \delta p_2),$$

де $Q_{1\text{та}}$ – тепловий потік, що передається від гарячого теплоносія, $Q_{2\text{та}}$ – тепловий потік, що сприймається холодним теплоносієм, $Q_{\text{та}}^{12}$ – втрати теплоти при передачі від гарячого джерела до холодного. $\delta p_1, \delta p_2$ – гідродинамічні втрати з боку гарячого і холодного теплоносіїв відповідно.

Тепловий потік, що передається від гарячого теплоносія, визначиться як

$$Q_{1\text{ТА } j}^1 = Q_{2\text{ТА } j}^1 + Q_{\text{втр ТА } j}^1$$

$$Q_{1\text{ТА } j}^1 = \alpha_{1j}^1 \cdot \Delta t_{1j}^1 \cdot F_{1j}^1 = \alpha_{10j}^1 \cdot FAR_{\alpha 1j}^1 \cdot \left(\frac{Eu_1}{Eu_{10}} \right) \cdot \Delta t_{1j}^1 \cdot F_{1j}^1 \quad (2.12)$$

$$Q_{2\text{ТА } j}^1 = k_{12j}^1 \cdot \Delta t_{12j}^1 \cdot F_{12j}^1 = k_{120j}^1 \cdot FAR_{k 1j}^1 \cdot \left(\frac{Eu}{Eu_0} \right) \cdot \Delta t_{12j}^1 \cdot F_{12j}^1$$

де $Q_{\text{втр ТА } j}^1$ – теплові втрати при передачі теплоти від гарячого теплоносія холодному.

Тепловий потік, що сприймається холодним теплоносієм, визначиться наступними рівняннями

$$Q_{1\text{ТА } j}^2 = Q_{2\text{ТА } j}^2 + Q_{\text{втр ТА } j}^2$$

$$Q_{2\text{ТА } j}^2 = \alpha_{2j}^2 \cdot \Delta t_{2j}^2 \cdot F_{1j}^2 = \alpha_{20j}^2 \cdot FAR_{\alpha 2j}^2 \cdot \left(\frac{Eu_2}{Eu_{20}} \right) \cdot \Delta t_{2j}^2 \cdot F_{1j}^2$$

$$Q_{2\text{ТА } j}^2 = k_{12j}^2 \cdot \Delta t_{12j}^2 \cdot F_{12j}^2 = k_{120j}^2 \cdot FAR_{k 1j}^2 \cdot \left(\frac{Eu}{Eu_0} \right) \cdot \Delta t_{12j}^2 \cdot F_{12j}^2$$

Втрати при передачі теплоти визначаються як

$$Q_{1\text{ТА } j}^{12} = Q_{2\text{ТА } j}^{12} + Q_{\text{втр ТА } j}^{12},$$

$$Q_{1\text{ТА } j}^{12} = \alpha_{1j}^{12} \cdot \Delta t_{1j}^{12} \cdot F_{1j}^{12},$$

$$Q_{2\text{ТА } j}^{12} = k_{12j}^{12} \cdot \Delta t_{12j}^{12} \cdot F_{12j}^{12}.$$

Для визначення значень $\Delta Q_{\text{пт}}$ та $\Delta L_{\text{пт}}$ необхідна інформація про особливості протікання процесів перенесення теплоти в елементах енергетичних установок за різних умов, а також при їх різному поєднанні.

Кількість теплоти, яка буде додатково використана у складному циклі завдяки інтенсифікації теплопередачі складе

$$\Delta Q_{\text{ц}} = k_0 \cdot FAR_k \cdot \left(\frac{Eu}{Eu_0} \right) \cdot \Delta t_{12} \cdot F_1. \quad (2.13)$$

Математичні моделі процесів перенесення теплоти в енергетичних теплообмінних апаратах енергетичних установок мають наступний вигляд.

Процедура «Енергетичний теплообмінний апарат енергетичної установки – утилізаційний котел»:

– втрати тиску в утилізаційному котлі

$$M_y = 1 - \frac{k-1}{k} \eta_{\text{п}} c_{\text{пр}} \frac{T_4}{q_{\text{п}}} \delta_y;$$

– додатковий корисний теплоперепад, отриманий в ТУК

$$q_{\text{пу}} = g_{\text{п}} (i_{\text{пп}} - i_{\text{рад}}) \cdot \eta_{\text{пт}};$$

– кількість пари, що отримується в утилізаційному котлі

$$g_{\text{п}} = \frac{c_{\text{пр}} \cdot (T_4 - T_{\text{кт}})}{(i_{\text{п}} - i_{\text{вд}})};$$

– опір частин котла

$$\delta_y = \sum \delta_y^i,$$

де $i = 1$ – пароперегрівач, 2 – випаровувач, 3 – економайзер;

– корисний теплоперепад, розподілений по частинах котла

$$q_{\text{пу}} = \sum q_{\text{пу}}^i;$$

– корисний теплоперепад у частинах котла

$$q_{\text{пу}}^i = k_i \cdot \overline{\Delta t}_{\text{ср}}^i F_1^i;$$

– середньологарифмічний температурний напір у частинах котла

$$\overline{\Delta t}_{\text{cp}}^i = \frac{\Delta t_{\text{вих}}^i - \Delta t_{\text{вх}}^i}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{вих}}^i}{\Delta t_{\text{вх}}^i} \right)};$$

– рівняння балансу теплоти частин котла

$$q_{\text{пу}}^i = c_{\text{пр}} \cdot \Delta t;$$

– модифікований фактор аналогії Рейнольдса при теплопередачі для частин котла

$$FAR_k^i = \frac{k^i / k_0^i}{\frac{Eu_1^i}{Eu_{10}^i} + \frac{Eu_2^i}{Eu_{20}^i}};$$

– фактор аналогії Рейнольдса тепловіддачі для частин котла

$$FAR_1^i = 2 \cdot FAR_k^i \frac{1 + \frac{Eu_2^i}{Eu_{20}^i} \frac{Eu_{10}^i}{Eu_1^i}}{1 + \frac{Nu_{10}^i}{Nu_{20}^i}};$$

– умова розподілу втрат тиску по частинах котла

$$\frac{Eu_2^i}{Eu_1^i} = \frac{f_2(\sum \Delta p_{\text{тр}}^i, \sum \Delta p_{\text{м}}^i, \sum \Delta p_{\text{пр}}^i, \sum \Delta p_{\text{нів}}^i)}{f_1\left(\frac{s_1^i}{d_{\text{екв}}^i}, \frac{s_2^i}{d_{\text{екв}}^i}, d_{\text{екв}}^i\right)};$$

– втрати тиску у частинах котла

$$\delta_y^i = \frac{Eu_1^i \rho_1^i w_1^{i2}}{p_{1\text{п}}}.$$

Процедура «Енергетичний теплообмінний апарат енергетичної установки – регенератор ГТД»

– втрати тиску в регенераторі

$$M_{\text{п}} = 1 - \frac{k-1}{k} \eta_{\text{п}} c_{\text{пр}} \frac{T_4}{q_{\text{п}}} (\delta_{\text{п}}^{\text{рег}} + \delta_{\text{г}}^{\text{рег}});$$

– рівняння балансу теплоти газ → повітря

$$r \cdot c_{\text{рп}} \cdot (T_4 - T_2) = k \cdot \overline{\Delta t}_{\text{cp}} F_1;$$

– середньологарифмічний температурний напір

$$\overline{\Delta t}_{cp} = \frac{\Delta t_{вих} - \Delta t_{вх}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{вих}}{\Delta t_{вх}} \right)},$$

$$\Delta t_{вих} = T_{4p} - T_2,$$

$$\Delta t_{вх} = T_4 - T_{2p};$$

– рівняння балансу теплоти газ $\rightarrow$ повітря

$$r \cdot c_{pp} \cdot (T_4 - T_2) = c_{pp} \cdot (T_4 - T_{4p});$$

– модифікований фактор аналогії Рейнольдса при теплопередачі

$$FAR_k = \frac{k / k_0}{\frac{Eu_1}{Eu_{10}} + \frac{Eu_2}{Eu_{20}}};$$

– фактор аналогії Рейнольдса тепловіддачі

$$FAR_1 = 2 \cdot FAR_k \frac{1 + \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \frac{Eu_{10}}{Eu_1}}{1 + \frac{Nu_{10}}{Nu_{20}}};$$

– умова розподілу втрат тиску по трактах

$$\frac{Eu_{\pi}}{Eu_{\Gamma}} = f \left(\frac{s_1}{d_{екв}}, \frac{s_2}{d_{екв}}, d_{екв}, f \left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a \tau_0} \right) \right);$$

– величина сумарних втрат

$$\delta_{\pi} + \delta_{\Gamma} = \frac{Eu_{\pi} \rho_{\pi} w_{\pi}^2}{p_{\pi}} + \frac{Eu_{\Gamma} \rho_{\Gamma} w_{\Gamma}^2}{p_{\Gamma}};$$

– ступінь регенерації теплоти

$$r = \frac{T_{2p} - T_2}{T_4 - T_2};$$

Процедура «Енергетичний теплообмінний апарат енергетичної установки – проміжний охолоджувач повітря»:

– втрати тиску в охолоджувачі

$$M_o = 1 - \frac{k-1}{k} \eta_{\pi} c_{pg} \frac{T_4}{q_{\pi}} \delta_o;$$

– величина зменшення підігріву у другій частині компресора

$$\Delta T_{по} = (1 - k_o) \Delta T_{\kappa} \frac{k_o \Delta T_{\kappa} - \Delta_o}{T_{\text{н}} + k_o \Delta T_{\kappa}};$$

– зменшення температури повітря за компресором

$$\Delta T_{\kappa o} = T_2 \frac{k_o \Delta T_{\kappa} - \Delta_o}{T_{\text{н}} + k_o \Delta T_{\kappa}};$$

– відношення величини підігріву у першій частині компресора к величині підігріву повітря у всьому компресорі

$$k_o = (k_o)_{\eta_0=\max} = \frac{T_{\text{н}}}{\Delta T_{\kappa}} \left[\sqrt{\frac{T_2}{T_{\text{н}}} (1 - \bar{\eta}) \left(1 + \frac{\Delta_o}{T_{\text{н}}} \right)} - 1 \right];$$

– рівняння балансу теплоти

$$c_{\text{рп}} \cdot (T_{\kappa 1}^{\text{вх}} - T_{\kappa 1}^{\text{вих}}) = k \cdot \bar{\Delta t}_{\text{cp}} F_o;$$

– середньологарифмічний температурний напір

$$\bar{\Delta t}_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{вих}} - \Delta t_{\text{вх}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{вих}}}{\Delta t_{\text{вх}}} \right)};$$

– модифікований фактор аналогії Рейнольдса при теплопередачі

$$FAR_k = \frac{k/k_0}{\frac{Eu_1}{Eu_{10}} + \frac{Eu_2}{Eu_{20}}};$$

– фактор аналогії Рейнольдса тепловіддачі

$$FAR_1 = 2 \cdot FAR_k \frac{1 + \frac{Eu_2}{Eu_{20}} \frac{Eu_{10}}{Eu_1}}{1 + \frac{Nu_{10}}{Nu_{20}}};$$

– умова розподілу втрат тиску

$$\frac{Eu_2}{Eu_1} = \frac{f_2(\sum \Delta p_{тр}, \sum \Delta p_{м}, \sum \Delta p_{пр}, \sum \Delta p_{нів})}{f_1\left(\frac{s_1}{d_{скв}}, \frac{s_2}{d_{скв}}, d_{скв}\right)};$$

– величина сумарних втрат

$$\delta_o = \frac{Eu_1 \rho_1 w_1^2}{p_1}.$$

Моделювання процесів перенесення теплоти в теплообмінних апаратах процедур «Енергетичний ТА ЕУ» та «Технологічний ТА ЕУ» здійснюється за допомогою інструментарію обчислювальної гідромеханіки – використання *Computation Fluid Dynamic (CFD)* методу.

Загальну послідовність реалізації цього інструментарію можна представити наступним чином: обґрунтування математичної моделі процесів, забезпечення відповідності необхідних умов однозначності, розв’язання системи рівнянь, аналіз отриманих результатів.

Математична модель процесів конвективного теплообміну для процесів, що досліджуються, представлена як система наступних рівнянь [87-89]:

– суцільності

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0, \quad (2.14)$$

де ρ та $\vec{V}$ – масова густина та вектор локальної швидкості потоку;

– збереження кількості руху

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} \vec{V}) = \nabla p + \nabla \tau + \rho \vec{g} + \vec{F}, \quad (2.15)$$

де p – статичний тиск; $\rho \vec{g}$ – гравітаційна сила, що діє на одиницю маси; $\vec{F}$ – зовнішні сили, що діють на потік; τ – тензор тиску;

– збереження енергії

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\vec{V}(\rho E + p)) = \nabla(-\vec{J}_q + (\tau_{eff} \vec{V})), \quad (2.16)$$

де $\vec{J}_q$ – густина теплового потоку; $E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}$ – повна енергія робочого тіла; h – ентальпія робочого тіла, вираз $\tau_{eff} \vec{V}$ визначає в'язкісне нагрівання.

Представлена система рівнянь (2.14)-(2.16) є незамкненою. Вона замикається додаванням напівемпіричних залежностей для тензора напружень, теплового потоку, рівняння стану теплоносіїв, а також диференціальних рівнянь моделі турбулентності.

За законом Ньютона і припущенні щодо нехтування об'ємною в'язкістю, тензор напружень можна представити як

$$\tau = \mu \left[\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T - \frac{2}{3} \nabla(\vec{V} I) \right], \quad (2.17)$$

де μ – коефіцієнт молекулярної в'язкості, I – одиничний вектор.

За законом Фур'є, тепловий потік визначається рівнянням

$$\vec{J}_q = -\lambda_{eff} \nabla T, \quad (2.18)$$

де $\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t$ – коефіцієнт ефективної теплопровідності.

За рівнянням стану теплоносіїв, густина та ентальпія робочого тіла, що входять до рівнянь (2.14)...(2.16) визначаються як

$$\begin{aligned} \rho &= \rho(p, T) \\ dh &= \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_p dT + \left. \frac{\partial h}{\partial p} \right|_T dp = c_p dT + \left. \frac{\partial h}{\partial p} \right|_T dp; \\ c_p &= c_p(p, T). \end{aligned}$$

де T – температура робочого тіла, К; c_p – питома масова ізобарна теплоємність робочого тіла, Дж/(кг×К).

Для випадків, коли теплоносії можна представити як ідеальний газ, густина визначається з рівняння Менделєєва-Клапейрона як

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}, \quad (2.19)$$

де R – індивідуальна газова стала робочого тіла, Дж/(кг×К).

Вибір моделі турбулентності для розрахунків процесів теплопередачі в трубних пучках здійснювався на підставі [87-89]. Попередній аналіз зазначених моделей показав, що *RSM* модель більш адекватно моделює ефекти, пов'язані з викривленням течій, вихороутворенням, обертанням потоку, швидкими змінами напруженості течії.

Ця модель базується на транспортних рівняннях для всіх компонентів тензора напружень Рейнольдса і швидкості дисипації. Вона не використовує гіпотезу вихрової в'язкості, але вирішуються рівняння для перенесення напружень Рейнольдса в рідині. Розв'язання транспортних рівнянь моделі виконується для окремих компонентів напружень.

Осереднене рівняння імпульсів в цієї моделі має вигляд [88]

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] = - \frac{\partial p''}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u_i u_j}) + S_{M_i}, \quad (2.20)$$

де $p'' = p + \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k}$ – модифікований тиск, S_{M_i} – сума об'ємних сил та внеску

пульсаційних напружень Рейнольдса $\overline{\rho u_i u_j}$.

Транспортне рівняння напружень Рейнольдса базується на ϵ -рівнянні та представлено у вигляді

$$\frac{\partial \overline{\rho u_i u_j}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \overline{\rho u_i u_j}) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{2}{3} C_s \rho \frac{k^2}{\epsilon} \right) \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right) = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \epsilon + \Phi_{ij} + P_{ij,b}, \quad (2.21)$$

де

$$P_{ij} = - \overline{\rho u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \overline{\rho u_i u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k},$$

$$P_{ij,b} = B_{ij} - C_{buo} (B_{ij} - \frac{1}{3} B_{kk} \delta_{ij}).$$

В останньому виразі другий доданок представляє вклад плавучості від деформації тиску [88].

Умови однозначності при розв'язання системи (2.14)...(2.21) дотримуються рівності безрозмірних критеріїв подібності процесів моделі і об'єкту, що моделюється як для всій поверхні теплопередачі так і для елементу поверхні.

Завдання геометричних умов здійснюється при побудові геометричних моделей трубних пучків з урахуванням форми, розмірів, розташування труб у пучках та стабілізації тепловіддачі. При моделюванні процесів теплопередачі в трубчастих теплообмінних апаратах елемент теплообмінної поверхні в повздовжньому напрямку формувався не менш ніж з 4...8 рядів труб. У поперечному напрямку кількість труб не перевищувала 3...5. Для виключення ефекту течії у щілях висота елементу теплопередавальної поверхні приймалася у межах 100...200 мм з урахуванням впливу на кількість комірок при розв'язанні задачі.

Фізичні умови однозначності характеризуються ідентичністю фізичних властивостей середовищ.

Граничні умови для процесів теплопередачі призначались наступним чином: на вході – швидкість, температура ступень турбулентності теплоносія [37, 59]; на виході – нульовий вихід для визначення аеродинамічного опору елементів поверхні теплопередачі по значенню різниці тисків на вході і виході; на стінці – температура та нульова швидкість потоку.

Методом рішення системи диференційних рівнянь (2.14)...(2.21) є метод контрольного об'єму [89, 90], який містить наступні етапи:

- дискретизація розрахункової області шляхом побудови розрахункової сітки;
- інтегрування системи диференційних рівнянь в контрольних об'ємах з метою отримання алгебраїчних рівнянь для невідомих параметрів – швидкості, тиску, температури, тощо;
- лінеаризація дискретизованих рівнянь і розв'язання отриманої системи лінійних рівнянь.

2.3 Визначення комплексної ефективності процесів перетворення енергії в енергетичних установках з теплообмінними апаратами.

Комплексна ефективність процесів енергетичних установок визначалась сукупністю їх економічних, екологічних, ресурсних і показників компактності та впливом на них технічного рівня теплообмінних апаратів в складі установок.

Визначення економічної ефективності енергетичних установок здійснювалося при реалізації процедури «Показники ефективності енергетичної установки» з використанням узагальненої структурної схеми перенесення теплоти в енергетичній установці (рис.2.4). Згідно цієї схеми, показники ефективності енергетичної установки визначаються при реалізації основних термодинамічних процесів перетворення теплоти в роботу та процесів, що забезпечують працездатність елементів установки – охолодження масла, води і парціальне охолодження елементів установки при розширенні.

В якості установки простого циклу прийнята установка, яка забезпечує реалізацію основних термодинамічних процесів, але до цього ж циклу віднесені і процеси, що забезпечують працездатність елементів установки – охолодження масла, води і парціальне охолодження елементів установки при розширенні, тобто установка без утилізації теплоти відпрацьованих газів.

Ефективність перетворення теплоти в роботу в установці простого циклу визначиться на підставі першого закону термодинаміки [91] як

$$\eta_{\text{пц}} = \frac{Q_1 - Q_2 - (QL)_{\text{пт}}}{Q_1}, \quad (2.22)$$

де $Q_1 - Q_2 = L_1$ – корисна робота, отримана в циклі, $(QL)_{\text{пт}} = \Delta Q_{\text{пт}} + \Delta L_{\text{пт}}$ – втрати на перетворення теплоти, що враховують теплові ($\Delta Q_{\text{пт}}$) і гідравлічні ($\Delta L_{\text{пт}}$) втрати при охолодженні масла, води і парціальному охолодженні елементів установки при розширенні робочого тіла.

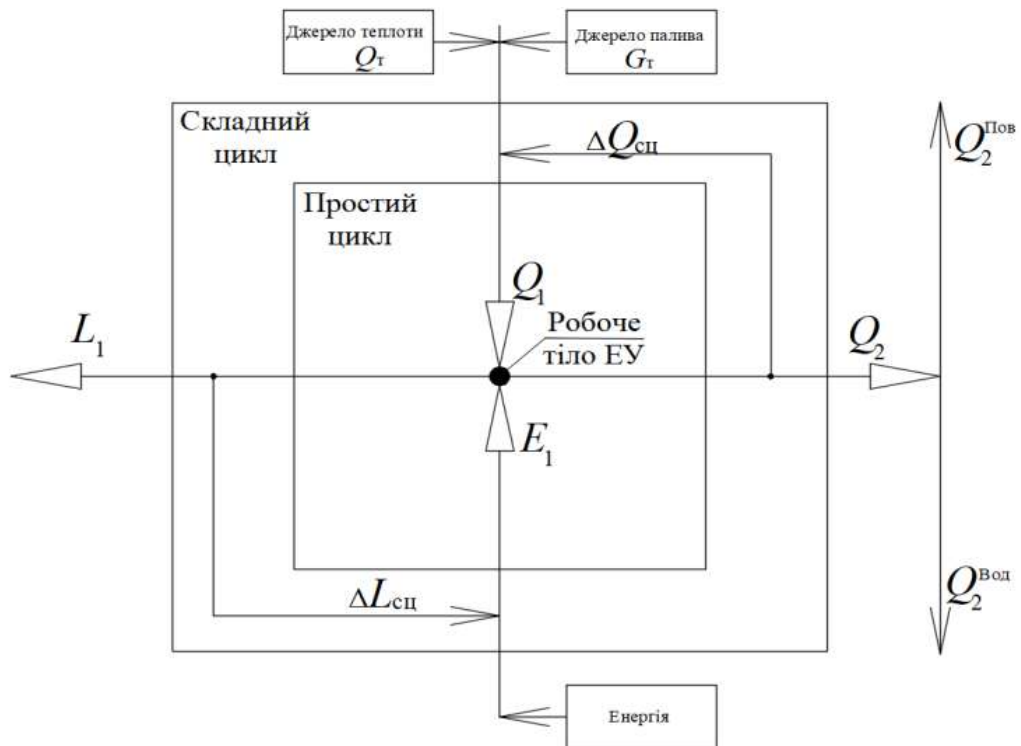


Рисунок 2.4 – Узагальнена структурна схема перенесення теплоти в енергетичній установці: Q_1 – теплота, що підводиться до робочого тіла; Q_2 – теплота, що відводиться від робочого тіла; E_1 – зовнішня енергія, що підводиться до робочого тіла; L_1 – корисна робота L_1 ; $Q_2^{\text{Вод}}$ – теплота, що відводиться у воду; $Q_2^{\text{Пов}}$ – теплота, що відводиться у повітря; $\Delta Q_{\text{сц}}$ – частина теплоти, що повертається у складному циклі; $\Delta L_{\text{сц}}$ – робота, яка витрачається на повернення у цикл частини теплоти $\Delta Q_{\text{сц}}$.

Після перетворення рівняння (2.22) отримано

$$\eta_{\text{пц}} = \frac{Q_1 - Q_2 - (QL)_{\text{пт}}}{Q_1} = \eta_t \cdot (1 - \delta Q_{\text{пт}}) \cdot \left[1 - \frac{\delta L_{\text{пт}}}{1 - \delta Q_{\text{пт}}} \right] = \eta_t \cdot \eta_{Q_{\text{пт}}} \cdot \eta_{L_{\text{пт}}}, \quad (2.23)$$

де

– теплова ефективність перетворення теплоти в елементі енергетичної установки

$$\eta_{Q_{\text{пт}}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{пт}}}{Q_1 \cdot \eta_t}; \quad (2.24)$$

– гідродинамічна ефективність перетворення теплоти в елементі енергетичної установки

$$\eta_{L_{\text{пт}}} = 1 - \frac{\frac{\Delta L_{\text{пт}}}{Q_1 \cdot \eta_t}}{\frac{\Delta Q_{\text{пт}}}{Q_1 \cdot \eta_t}}. \quad (2.25)$$

Теплові втрати $\Delta Q_{\text{пт}}$ визначаються за рівнянням теплопередачі

$$\Delta Q_{\text{пт}} = Q_2 - \Delta Q_{\text{сц}}.$$

На подолання гідравлічних втрат витрачається визначена потужність ΔN , яка може бути розрахована за рівнянням

$$\Delta N = \frac{G \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta},$$

де G – витрата середовища, кг/с; Δp – повний опір, Па; ρ – густина середовища, кг/м³; η – ККД насоса або вентилятору.

Якщо прийняти час $\tau=1$ с, то $(\Delta L_{\text{пт}} / \tau=1 \text{ с}) \equiv \Delta N$, і гідравлічні втрати будуть визначатися втратами на подолання опору Δp .

Таким чином, енергетична ефективність установки простого циклу буде визначатися системою рівнянь (2.23)...(2.25). Для розрахунку складових формул (2.24) та (2.25) необхідна наявність залежностей $G_1=f(G_2)$, де G_1 і G_2 – витрати гарячого та холодного середовища відповідно, і $\Delta p=f(G)$ для елементів установки, в яких враховуються втрати. Термічний ККД установки η_t визначається в результаті термодинамічного розрахунку конкретного циклу. Якщо величина $\Delta Q_{\text{пт}}$ задається, то з рівняння теплопередачі з врахуванням рівнянь (2.24) і (2.25) можливо визначення умов для досягнення раціональних масогабаритних показників поверхонь теплопередачі.

В разі відсутності зазначених даних ефективність перетворення теплоти в установці простого циклу можна визначити з інструкцій по експлуатації двигунів за умови, що добуток другої і третьої складової рівняння (2.23) дорівнюватиме внутрішньому відносному ККД енергетичної установки, тобто

$$\eta_{\text{пц}} = \eta_t \cdot \eta_{Q_{\text{пт}}} \cdot \eta_{L_{\text{пт}}} = \eta_t \cdot \eta_{oi}, \quad (2.26)$$

що дорівнюватиме ефективному ККД установки, тобто

$$\eta_{\text{пц}} = \eta_e.$$

В свою чергу, η_e або приводиться у інструкціях по експлуатації, або визначається із залежності

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}}}, \quad (2.27)$$

де g_e – витрата палива в залежності від режиму навантаження, кг/(кВт·год); $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ – нижча теплота згоряння палива, яке використовується в установці, кДж/кг.

Ефективність перетворення теплоти в енергетичній установці складного циклу (з утилізацією теплоти відпрацьованих газів) представлена у вигляді:

$$\eta_{\text{сл.ц}} = \frac{Q_1 - Q_2 - L_{\text{пал}} - L_{\text{масл}} - Q_2^{\text{охл}} - E_1 + \Delta Q_{\text{сц}} - \Delta L_{\text{сц}}}{Q_1},$$

де $L_{\text{пал}}$ – втрати при спалюванні палива, $L_{\text{масл}}$ – втрати, пов'язані з ефективністю відведення теплоти мастилом, $Q_2^{\text{охл}}$ – теплота, що використовується для охолодження конструктивних елементів установки при розширенні робочого тіла, E_1 – зовнішня енергія, що використовується для роботи установки, $\Delta Q_{\text{сц}}$ – кількість отриманої в складному циклі теплоти, $\Delta L_{\text{сц}}$ – втрати, що пов'язані з використанням додаткової кількості теплоти.

Після перетворення отримано

$$\eta_{\text{сл.ц}} = \eta_{\text{пц}} \cdot \eta_{\text{Л.ц}} \left(1 + \frac{\delta Q_{\text{сц}}}{\eta_{\text{пц}} \cdot \eta_{\text{Л.ц}}} \right). \quad (2.28)$$

Таким чином, ефективність процесів перетворення енергії в енергетичних установках з теплообмінними апаратами визначається безрозмірним комплексом $\Delta Q_{\text{сц}}/\Delta L_{\text{сц}}$, що характеризує кількість питомої додаткової корисної теплоти на одиницю витраченої роботи для її використання в циклі енергетичної установки.

Визначення екологічної ефективності енергетичних установок здійснювалося за показниками теплових і шкідливих викидів з відпрацьованими газами та рівнем шуму.

Кількість теплових викидів оцінено коефіцієнтом ефективності теплових викидів (1.4)

$$\theta = \frac{(1 - \eta_e)}{\eta_e},$$

де η_e – ефективний ККД енергетичної установки.

Кількість шкідливих викидів енергетичних установок з теплообмінним обладнанням оцінено зміною коефіцієнту викидів вуглецю – *Carbon Intensity Indicator* – *CII* [92-94].

$$CII = \frac{AFC \cdot CO_2^{em\ fact}}{L \cdot D_w}, \quad (2.29)$$

де AFC – загальне споживання палива всією енергетичною установкою за визначений термін, зазвичай за рік, кг/рік; $CO_2^{em\ fact}$ – коефіцієнт перерахунку, що визначає кількість отриманого CO_2 при спалюванні палива, кг/кг; L – пройдений судном шлях, милі; D_w – дедвейт судна, т.

Контрольне значення показника визначається за залежністю [93]

$$C_{IIref} = aD_w^{-c}, \quad (2.30)$$

де a та c приймаються згідно рекомендацій [93].

Сумарне зниження рівня шуму визначалося за рахунок розширення потоку відпрацьованих газів та зниження його температури за рахунок теплообміну. Ці величини ослаблення шуму визначаються для третьоктавних смуг зі стандартизованими значеннями середньгеометричних частот: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц [95].

Зниження рівня шуму $\Delta L_{кгл}$ визначиться як:

$$\Delta L_{кгл} = 10 \lg(A^2 + B^2), \text{ дБ} \quad (2.31)$$

де

$$A = \cos(kl_{гл}) - (m - 1) \sin(kl_{гл}) \operatorname{tg}(kl_{тр}),$$

$$B = 0,5(B_1 + B_2),$$

$$B_1 = \left(m + \frac{1}{m}\right) \sin(kl_{\text{гл}}),$$

$$B_2 = 2m(m-1) \operatorname{tg}(kl_{\text{тр}}) \left(\frac{1}{m^2} \cos(kl_{\text{к1}}) \cos(kl_{\text{к2}}) - \sin(kl_{\text{к1}}) \sin(kl_{\text{к2}}) \right),$$

$l_{\text{к}}$ – загальна довжина розширювальних камер глушника, м; $l_{\text{к1}}, l_{\text{к2}}$ – довжина першої і другої розширювальних камер відповідно, м; $l_{\text{тр}}$ – довжина з'єднувального трубопроводу, м; $m = \frac{S_{\text{к}}}{S_{\text{тр}}}$ – коефіцієнт розширення, що характеризує відношення площі прохідного перерізу розширювальної камери $S_{\text{к}}$ до площі перерізу трубопроводу газовипускної системи $S_{\text{тр}}$; $k = \frac{2\pi f}{c}$ – хвильове число; f – середньгеометрична частота третьоктавних смуг, Гц; $c = \sqrt{1,34RT}$ – швидкість звуку у відпрацьованих газах, м/с; $R = 287$ – газова стала, Дж/(кг×К); T – температура газів на вході у камеру, К.

Для розрахунку швидкості звуку температура потоку приймається як

$$T_1 = T_{\text{г}} - \Delta T,$$

де $T_{\text{г}}$ – температура газів після двигуна, К; ΔT – значення охолодження газів у випускному тракті, в залежності від довжини випускного тракту.

Температура потоку для розрахунку швидкості звуку визначається рівнянням

$$T = 0,5 (T_1 + T_2), \text{ К},$$

де T_2 – температура потоку на виході із теплообмінної поверхні глушника.

Визначення показників ресурсу енергетичної установки виконано на підставі оцінки імовірності безвідмовної роботи теплового двигуна і теплообмінного апарату за умови, що ці події несумісні. Припущення несумісності подій таких відмов ґрунтується на досвіді експлуатації, який свідчить, що поява однієї події не змінює ймовірність появи іншої. На підставі цього імовірність безвідмовної роботи на протязі заданого часу енергетичної

установки $P_{\text{ЕУ}}$ досягається умовою безвідмовної роботи двигуна і теплообмінного апарату і розраховується як

$$P_{\text{ЕУ}} = P_{\text{Д}} \times P_{\text{ТА}}, \quad (2.32)$$

де $P_{\text{Д}}$ – імовірність безвідмовної роботи теплового двигуна, $P_{\text{ТА}}$ – імовірність безвідмовної роботи теплообмінного апарату.

Імовірність безвідмовної роботи теплового двигуна визначається технічним завданням та підтверджується його експлуатацію [98]. Імовірність безвідмовної роботи теплообмінного апарату визначається сукупністю несумісних подій його конструктивних елементів за умови, що міцність кожного конструктивного елементу буде перевищувати на протязі часу експлуатації величину напружень матеріалу, викликаних тепловими навантаженнями [96-102].

Значення імовірності безвідмовної роботи теплообмінного апарату з n конструктивними елементами розраховується за виразом

$$P_{\text{ТА}} = 1 - [(1 - P_1) \times P_2 \times P_3 \times \dots \times P_n] + \\ + (P_1 \times (1 - P_2) \times P_3 \times \dots \times P_n) + \dots \dots + P_1 \times P_2 \times P_3 \times \dots \times (1 - P_n)] . \quad (2.33)$$

В загальному вигляді для теплопередавальних елементів енергетичних установок імовірність безвідмовної роботи визначається імовірністю відсутності руйнації в обмеженому інтервалі часу як

$$P_{i,t} = P([\sigma] - \sigma_a \geq 0), \quad (2.34)$$

де $[\sigma]$ – розподіл допустимих напружень який відомий для фіксованого моменту часу та розподілу температур, σ_a – амплітуди діючих напружень розподіл яких відомий для всього інтервалу часу, що розглядається.

Допустимі напруження є функцією розрахункової температури поверхонь теплопередачі t та кількості циклів навантаження N та визначаються згідно [98, 99].

За розрахункову температуру поверхонь теплопередачі для визначення допустимих напружень береться максимальна отримана температура в найбільше напруженому перерізі теплопередавального елемента [102].

Номинальна розрахункова температура стінок теплопередавальних елементів визначається за формулою

$$t = t_a + \Delta t_q + \Delta t, \quad (2.35)$$

де t_a – середня температура теплоносія в перерізі теплопередавального елемента, що розглядається, °С, визначається за результатами аналізу теплових умов роботи елемента і його компоновальних схем, а також за результатами теплового розрахунку; $\Delta t_q = f(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, t_k)$ – середня різниця між розрахунковою температурою стінки теплопередавального елемента і теплоносієм у перерізі, що розглядається, °С, $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – коефіцієнти тепловіддачі від відпрацьованих газів до стінки труби, від стінки труби до теплоносія, випромінюванням відповідно, Вт/(м²×К), t_k – температура відпрацьованих газів перед рядом труб, що розглядаються, °С; Δt – поправка на нерівномірність теплового потоку по ширині газоходу, °С [102].

При припущенні, що міцність деталі $[\sigma]$ і навантаження незалежні і густина імовірності цих величин буде розподілена по нормальному закону, то густина імовірності різниці

$$\overline{M} = [\sigma] - \sigma_a \geq 0,$$

за правилами композиції законів розподілу також буде розподілена за нормальним законом з параметрами $(\overline{M}, S_m^2)$, де $\overline{M}$ – середнє значення M , S_m – середнє квадратичне відхилення величини M , що визначаються відповідно як

$$\overline{M} = [\sigma] - \overline{\sigma}_a; S_m^2 = S_{[\sigma]}^2 + S_a^2. \quad (2.36)$$

Умовою міцності при імовірності неруйнації P , що характеризується квантилем u_p буде вираз

$$M_p = \overline{M} + u_p S_m = 0. \quad (2.37)$$

З рівнянь (2.27) і (2.28) квантиль визначиться як

$$u_p = \frac{1 - n_{\text{пр}}}{\sqrt{n_{\text{пр}}^2 \theta_{[\sigma]}^2 + \theta_a^2}}, \quad (2.38)$$

де $n_{\text{пр}} = \frac{[\sigma]}{\sigma_a}$ – запас міцності, $\theta_{[\sigma]} = \frac{S_{[\sigma]}}{[\sigma]}$ та $\theta_a = \frac{S_a}{\sigma_a}$ – варіації.

По відповідних таблицях [100] значенню квантилю відповідає імовірність P відсутності руйнації теплопередавальних елементів.

Визначивши таким чином імовірність безвідмовної роботи до і після застосування інтенсифікації теплопередачі, визначається абсолютне значення її зміни.

Визначення показників компактності елементів енергетичних установок та їх в цілому здійснюється за двома характеристиками:

- *геометрична* компактність теплообмінних апаратів як елементів енергетичних установок, яка визначатиметься як відношення площі поверхні теплопередачі до її об'єму, $\text{м}^2/\text{м}^3$;
- *енергетична* компактність, яка визначатиметься відношенням потужності енергетичної установки або її елементів до об'єму, що вони займають, $\text{кВт}/\text{м}^3$.

Геометрична компактність теплообмінних апаратів визначиться залежністю

$$\psi = \frac{F}{V} = f((d_{3_екв} + s_1) \times (d_{3_екв} + s_2)), \text{ м}^2/\text{м}^3, \quad (2.39)$$

де F – площа поверхні теплопередачі, м^2 ; V – об'єм, що займає поверхня теплопередачі, м^3 ; $d_{3_екв}$ – зовнішній еквівалентний діаметр поверхні, м; s_1, s_2 – відповідно поперечний та поздовжній кроки труб у пучку, м; $(d_{3_екв} + s_1) \times (d_{3_екв} + s_2)$ – площа елементарної комірки поверхні повздовжнього перерізу.

Для гладкотрубних пучків

$$F_{\text{гл}} = \pi \times d_{3_екв} \times l_{\text{тр}} \times n_{\Sigma}, \quad (2.40)$$

$$V = L \times B \times h, \quad (2.41)$$

де $d_{3_екв}$ – зовнішній еквівалентний діаметр поверхні, м; $l_{\text{тр}}$ – довжина теплообмінної труби, м; n_{Σ} – сумарна кількість теплообмінних труб; L, B, h – довжина, ширина та висота пучка, м.

Для оребрених пучків

$$F_{\text{рб}} = \left(\pi \times d_{\text{з_екв}} \times l_{\text{тр}} + 2 \times \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{з}}^2}{4} \right) \times n_{\text{р}} \right) \times n_{\Sigma}, \quad (2.42)$$

де D – зовнішній діаметр оребрення, м; $n_{\text{р}}$ – сумарна кількість ребер.

Енергетична компактність визначатиметься залежністю

$$\psi_{\text{ен}} = \frac{N_{\Sigma}}{V_{\Sigma}} = f(N_{\Sigma}), \text{ кВт/м}^3, \quad (2.43)$$

де N_{Σ} та V_{Σ} – відповідно сумарна потужність та об'єм енергетичної установки або її елементів.

Оцінка масогабаритних показників елементів енергетичних установок.

Масу теплообмінного апарату можна представити наступною функцією

$$M = M(Q, \alpha_1, \alpha_2, \delta_{\text{ст}}, \lambda_{\text{ст}}, t_0, \rho_{\text{мет}}, \rho_{\text{пов}}, K_{\text{геом}}, \eta_{\text{ТА}}), \quad (2.44)$$

де Q – кількість теплоти, що передається теплообмінником, α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв відповідно, $\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки теплопередавальної поверхні теплообмінника, $\lambda_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу поверхні теплопередачі, t_0 – температура, $\rho_{\text{мет}}$ – густина матеріалу теплопередавальної поверхні, $\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, $K_{\text{геом}}$ – геометричний коефіцієнт компактності, $\eta_{\text{ТА}}$ – показник функціональної ефективності теплообмінного апарату

$$\eta_{\text{та}} = \frac{t_{\text{хол}}^{\text{вих}} - t_{\text{хол}}^{\text{вх}}}{t_{\text{гор}}^{\text{вих}} - t_{\text{хол}}^{\text{вх}}} = \frac{\delta t_{\text{хол}}}{\delta t_{\text{мах}}},$$

де $t_{\text{хол}}^{\text{вих}}$, $t_{\text{хол}}^{\text{вх}}$ і $t_{\text{гор}}^{\text{вих}}$ – температури холодного теплоносія на вході та виході і гарячого теплоносія на виході з теплообмінного апарату.

Для подальшого перетворення рівняння (2.21) використаний метод розмірностей [86] і отримано в безрозмірному вигляді

$$\frac{M}{\rho_{\text{м}} \cdot \delta_{\text{ст}}^3} = f \left\{ \frac{Q}{Q_{\text{н}}}; \alpha_1 \frac{\delta_{\text{ст}}^2 \cdot t_0}{Q_{\text{н}}}; \alpha_2 \frac{\delta_{\text{ст}}^2 \cdot t_0}{Q_{\text{н}}}; \lambda \frac{\delta_{\text{ст}} \cdot t_0}{Q_{\text{н}}}; \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{м}}}; K_{\text{геом}} \cdot \delta_{\text{ст}}; \eta_{\text{ТА}} \right\}. \quad (2.45)$$

Обробка відкритих *Internet* даних [70-78] по конструкціях теплообмінників дозволила отримати наступну залежність для безрозмірного показника

$$\overline{m} = \frac{M}{\rho_m \cdot \delta_{\text{ст}}^3} = \left(\alpha_1 \frac{\delta_{\text{ст}}^2 \cdot t_0}{Q_{\text{н}}} \right)^{-0,198} \cdot \left(\alpha_2 \frac{\delta_{\text{ст}}^2 \cdot t_0}{Q_{\text{н}}} \right)^{-0,369} \cdot \left(\lambda \frac{\delta_{\text{ст}} \cdot t_0}{Q_{\text{н}}} \right)^{-0,156} \cdot \eta_{\text{ТА}}^{-0,0243}. \quad (2.46)$$

Об'ємний показник. Об'єм теплообмінного апарату можна уявити як функцію наступних параметрів

$$V_{\text{ТА}} = V(Q, \alpha_1, \alpha_2, \delta_{\text{ст}}, \lambda_{\text{ст}}, t_{\text{х}}, t_{\text{г}}, K_{\text{ком}}, \eta_{\text{ТА}}), \quad (2.47)$$

де $t_{\text{х}}$ і $t_{\text{г}}$ – відповідно температури холодного і гарячого теплоносіїв.

Виконуючи перетворення, аналогічні наведеним вище, залежність для розрахунку об'єму теплообмінного апарату можна представити у вигляді

$$\frac{V_{\text{ТА}}}{\delta_{\text{ст}}^3} = f \left\{ \frac{Q}{Q_{\text{н}}}; \alpha_1 \frac{\delta_{\text{ст}}^2 \cdot t_0}{Q_{\text{н}}}; \alpha_2 \frac{\delta_{\text{ст}}^2 \cdot t_0}{Q_{\text{н}}}; \lambda \frac{\delta_{\text{ст}} \cdot t_0}{Q_{\text{н}}}; K_{\text{геом}} \cdot \delta_{\text{ст}}; \eta_{\text{ТА}} \right\}. \quad (2.48)$$

Інтегральний показник ефективності енергетичних установок. Для сумісного аналізу впливу зазначених показників запропоновано інтегральний коефіцієнт ефективності у вигляді

$$\text{IKE} = \frac{\eta_{\text{су}} \cdot P_{\text{та}}^{n_1} \cdot \overline{K}_{\text{геом}}^{n_2}}{\theta^{n_3} \cdot \overline{m}^{n_4} \cdot \overline{v}^{n_5}}, \quad (2.49)$$

де геометричний показник компактності входить у відносному вигляді у порівнянні з базовою установкою.

Показники ступенів $n_1 \dots n_5$ є показниками вагомості, які приймають значення 0 або 1 в залежності від наявних вихідних даних.

В якості базової установки приймається установка, теплопередавальні поверхні якої виконані з гладких труб круглого перерізу.

Врахування обмежень у вихідних даних при інтегральній оцінці ефективності енергетичних установок. Кількість показників залежності (2.16), які враховуються при аналізі, залежить від призначення установки та наявності вихідних даних. Якщо представити загальну класифікацію енергетичних установок наступним чином (рис.2.5), то, наприклад, для

корабельних енергетичних установок чотири зазначені показники в порядку їх вагомості можна розташувати наступним чином: коефіцієнт корисної дії; показники компактності; ресурсу і екологічності.

В той же час, для суднових енергетичних установок зазначені показники розташуються як коефіцієнт корисної дії; показники екологічності; компактності і ресурсу.

Для стаціонарних енергетичних установок зазначені показники можна розташувати у наступному порядку: коефіцієнт корисної дії; показники ресурсу; компактності і екологічності.

В разі відсутності вихідних даних показники меншого ступеня вагомості при аналізі можуть не враховуватись.

Процедура «Показники ефективності ЕУ» визначають значення енергетичної ефективності – коефіцієнта корисної дії за залежністю (2.7); рівень теплових викидів як інтенсивність теплових викидів за залежністю (1.3); зниження рівня шкідливих викидів – пропорційно зміні витрати палива; показник ресурсу – по залежностях (2.26) та (2.29); масовий – по залежності (2.23).

Процедура «Інтегральний коефіцієнт ефективності» розраховує комплексний показник ефективності за залежністю (2.30).

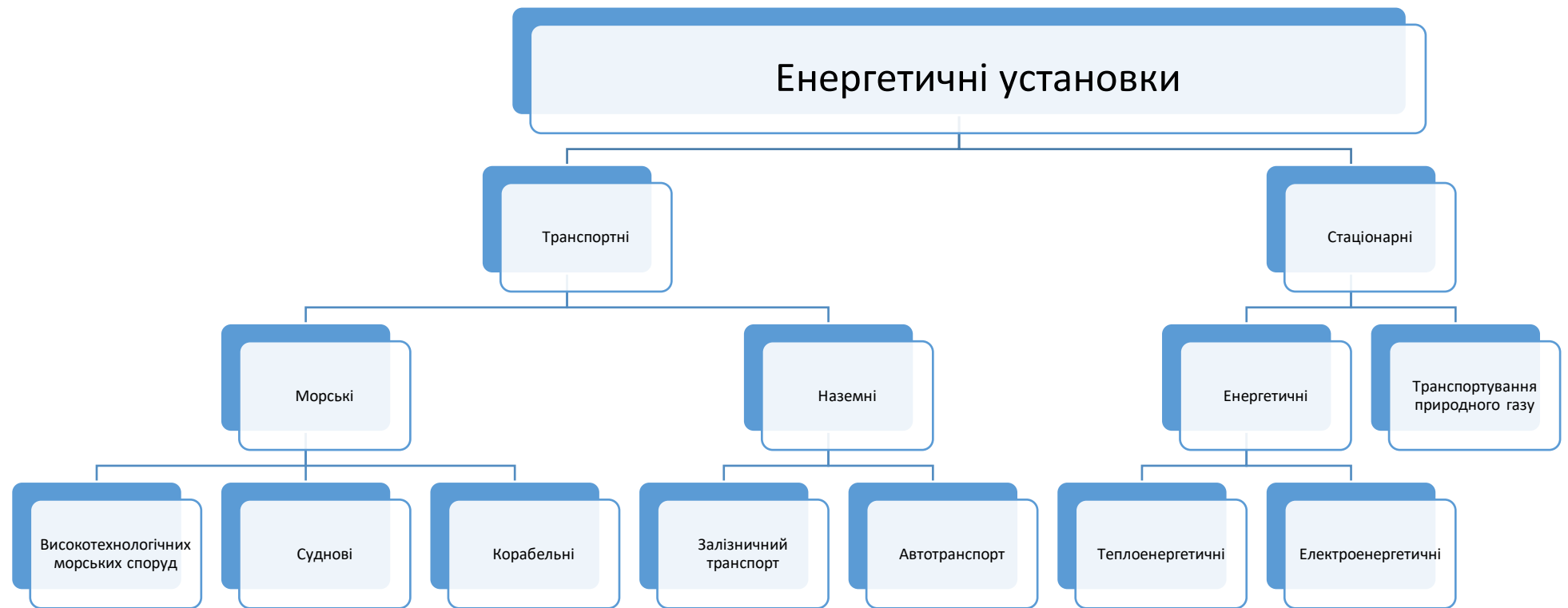


Рисунок 2.5 – Класифікація енергетичних установок за призначенням

2.4 Фізичне моделювання процесів конвективного теплообміну в елементах енергетичних установок

Експериментальні дослідження процесів конвективного перенесення теплоти були проведені при випробуваннях прототипу теплообмінної поверхні ОНП на спеціалізованому стенді кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова сумісно з доцентом Гогоренко О.А. [103, 104].

Зовнішній вигляд стенду представлений на рис.2.6, а його схема – на рис.2.7.

Стенд являє собою аеродинамічну трубу відкритого типу, в якій встановлений експериментальний ОНП – 6. Подача повітря в охолоджувач здійснювалась роторно-лопатевим компресором – 2, який приводиться в дію дизельним двигуном СМД-19 – 1.

Діапазони характеристик повітря, в яких виконувались дослідження, мали наступні значення:

- | | |
|--|------------|
| – абсолютний тиск повітря перед ОНП, кПа | 20...160; |
| – витрата повітря через ОНП, кг/с | 0,1...0,5; |
| – температура повітря перед ОНП, °С | 110...130. |

Вимірювання температур здійснювалось хромель-копелевими термопарами згідно ДСТУ EN 60584-1:2016 [105], які були підключені через восьмиканальний вимірювач температур «ОВЕН» УКТ38-Щ4 – 18 (рис.2.7) та адаптер мережі «ОВЕН» АС-2 – 19 до комп'ютеру – 20.

Вимірювання температур повітря здійснювалось на вході в стенд однією термопарою, на вході в ОНП двома термопарами, на виході з ОНП двома термопарами, температури води на вході і виході з ОНП по одній термопарі. Довжина прямих ділянок перед точками вимірювання температур повітря була більше 50 діаметрів трубопроводів, що забезпечувало необхідну стабілізацію потоку.

Тиск повітря до ОНП вимірювся зразковим манометром 11, а повітряний опір – як перепад стовпів рідини у п'єзометрі від встановлених приймачів статичного тиску 12 і 13.

Тиск води до і після ОНП вимірювались зразковими манометрами 15 і 16.

Витрата води через експериментальний ОНП підтримувалась постійною і такою, щоб забезпечити режим турбулентної течії. Витрата води визначалась об'ємним способом.

Витрата повітря через охолоджувач наддувного повітря вимірювалась за допомогою лемніскати 4, встановленої на всмоктуючому трубопроводі. Падіння тиску повітря на лемніскаці вимірювалось мікроманометром 5 з подальшим використанням програмного забезпечення з таблицями тарування для визначення витрати повітря.

Схема теплопередавальної поверхні моделі охолоджувача наддувного повітря, яка використовувалась при експериментальних дослідженнях та її зовнішній вигляд приведені на рис.2.6 та 2.7.

Теплопередавальна поверхня являла собою коридорний пучок плоскоовальних труб з оребренням плоскими поперечними пластинами. Пластини оребрення мали поперечні виштамповки у вигляді трикутного виступу (рис.2.8 та 2.9).

Поверхня теплопередачі мала наступні геометричні характеристики: висота поперечного перерізу трубки $d_w = 3,8$ мм, відстань між трубками в поперечному ряду $s_1 = 10$ мм, крок між поперечними рядами трубок $s_2 = 23$ мм, найбільший розмір поперечного перерізу трубки $s_3 = 17$ мм, крок між ребрами $s_4 = 2,05$ мм, товщина стінки трубки $\delta_{тр} = 0,4$ мм, товщина пластини оребрення $\delta_{пл} = 0,1$ мм, висота пучка $H_{п} = 110$ мм, довжина пучка $L_{п} = 184$ мм, ширина пучка $B_{п} = 100$ мм.



Рисунок 2.6 – Експериментальний стенд для досліджень ОНП

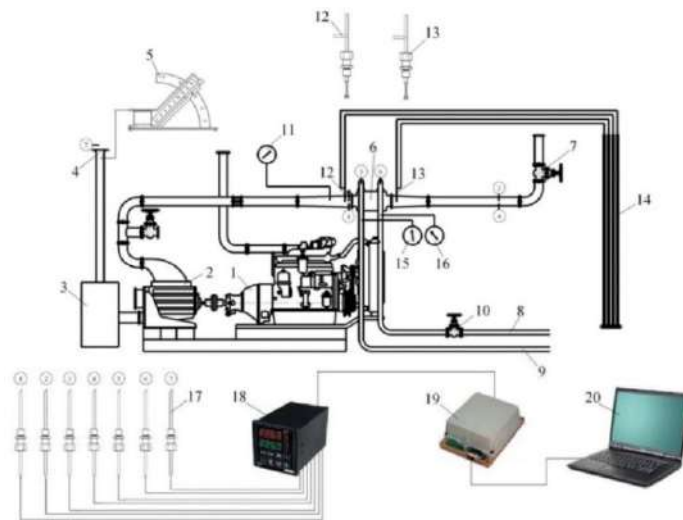


Рисунок 2.7 – Схема та основні елементи експериментального стенду: 1 – дизельний двигун СМД-19; 2 – роторно-лопатевий компресор; 3 – бак-заспокоювач; 4 – лемніската; 5 – мікроманометр ММН-240; 6 – експериментальний ОНП; 7 – дросельний клапан; 8 – підвідний трубопровід води до ОНП; 9 – відвідний трубопровід води від ОНП; 10 – засувка для регулювання витрати води через ОНП; 11, 15, 16 – манометри зразкові; 12, 13 – приймачі статичного тиску; 14 – водяний пьезометр; 17 – хромель-копелеві термопари – ①, ② – температура повітря на вході в ОНП, ③, ④ – температура повітря на виході з ОНП, ⑤, ⑥ – температура води на виході і вході в ОНП відповідно; ⑦ – температура повітря на вході в лемніскату; 18 – пристрій контролю температур «ОВЕН» УКТ38-Щ4; 19 – адаптер інтерфейсу RS232 «ОВЕН» АС-2; 20 – персональний комп'ютер.

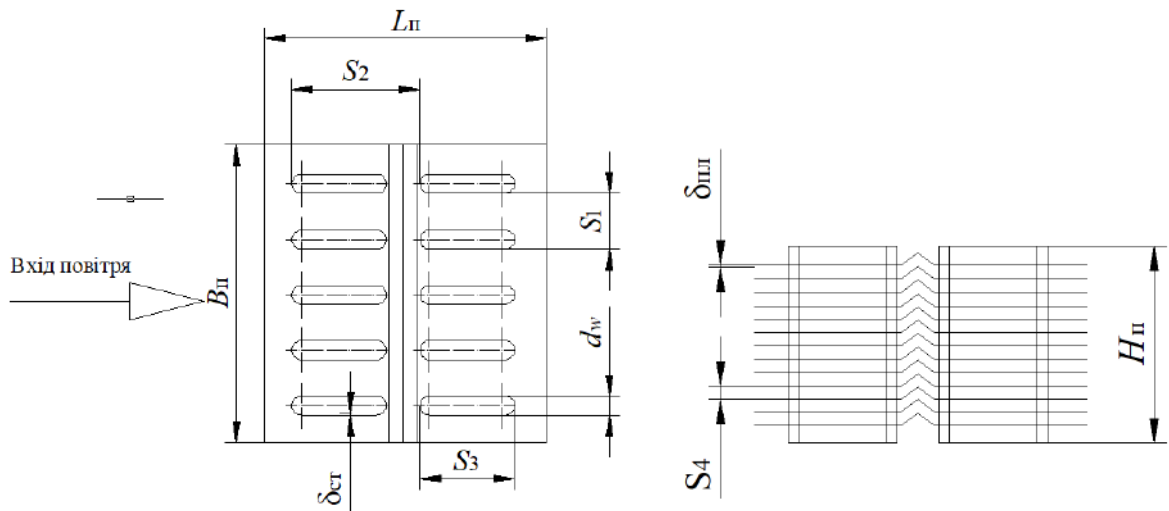


Рисунок 2.8 – Схема елемента експериментальної поверхні теплопередачі



a



б

Рисунок 2.9 – Зовнішній вигляд ОНП (*a*) та поверхні теплопередачі (*б*); матеріал оребрення та теплопередавальних труб і підведення води – мідь; з'єднання – паяння оловом

Коефіцієнт тепловіддачі визначався наступним чином.

Тепловий баланс ОНП представлено у вигляді

$$Q_{\text{пов}} \eta_{\text{ОНП}} = Q_{\text{вод}},$$

де $Q_{\text{пов}}$ – кількість теплоти повітря, що віддана на теплопередавальній поверхні, кВт; $Q_{\text{вод}}$ – кількість теплоти, що прийнята охолоджуючою водою, кВт; $\eta_{\text{ОНП}}$ – ефективність ОНП, що визначалась на підставі залежності (1.3) [29].

Кількість теплоти повітря, що віддана на теплопередавальній поверхні

$$Q_{\text{пов}} = G_{\text{п}} c_p^{\text{пов}} (t_{\text{вх}}^{\text{пов}} - t_{\text{вих}}^{\text{пов}}),$$

де $G_{\text{п}}$ – витрата повітря, кг/с; $c_p^{\text{пов}}$ – середня теплоємність повітря, яка визначалась за середньою температурою повітря, кДж/(кг×К); $t_{\text{вх}}^{\text{пов}}$ та $t_{\text{вих}}^{\text{пов}}$ – значення температур повітря на вході і виході ОНП, °С [106].

Кількість теплоти, що прийнята охолоджуючою водою

$$Q_{\text{вод}} = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{лог}},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²×К); F – площа поверхні теплопередачі, м²; $\Delta t_{\text{лог}}$ – середньологарифмічний температурний напір, °С [106].

Коефіцієнт теплопередачі розраховувався як

$$k = \frac{Q_{\text{пов}} \eta_{\text{ОНП}}}{F \cdot \Delta t_{\text{лог}}}.$$

В проведених експериментах досліджувалось поперечне обтікання плоскоовальних труб, в яких товщина труби $\delta_{\text{ст}}=0,4$ мм була значно менша за її еквівалентний діаметр. Тому коефіцієнт теплопередачі, за умови що термічним опором стінки можна знехтувати, представлений як [106]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{m}{\alpha_2}},$$

де α_1 та α_2 – коефіцієнти тепловіддачі відповідно від повітря та до води, Вт/(м²×К); m – коефіцієнт оребрення стінки.

Критерій Нусельта дорівнює

$$\overline{Nu}_{\text{pd}} = \frac{\alpha_1 \cdot d_{\text{екв}}}{\lambda_{\text{пов}}} \text{ при } \alpha_1 = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{m}{\alpha_2}},$$

де $d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр каналу, м; $\lambda_{\text{пов}}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м×К).

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 визначався із залежності [106]

$$\overline{Nu}_{\text{pd}} = 0,021 Re_{\text{pd}}^{0,8} Pr_{\text{п}}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{п}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25},$$

де $Re_{pd} = \frac{w \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}$, w – швидкість руху води, м/с.

Значення похибок прямих вимірювань приведені у табл.2.1

Таблиця 2.1. Значення основних похибок засобів вимірювання [105, 107, 108]

Параметр Середовище	Діапазон	Прилад	Відносна похибка, %
Температура, °С			
Атмосферне повітря	20...30	Термометр ТЛ-4	±0,3
Повітря до ОНП	100...130	Термопара ХК, пристрій контролю температури «ОВЕН» УКТ38-Щ4	±2,5
Повітря після ОНП	50...60	Термопара ХК, пристрій контролю температури «ОВЕН» УКТ38-Щ4	±4,2
Охолоджувальна вода	35...40	Термопара ХК, пристрій контролю температури «ОВЕН» УКТ38-Щ4	±6,3
Тиск, кПа			
Атмосферне повітря	100...110	Барометр-анероїд БАММ-1	±0,5
Повітря перед ОНП	130...150	Манометр зразковий	±1
Повітря на вході (перепад на лемніскаці)	0,5...0,7	Мікроманометр ММН-240	±2
Повітря (перепад на ОНП)	2...10	Водяний п'єзометр	±0,5

Оцінка нерівномірності поля температури потоку повітря на вході в ОНП виконана наступним чином.

За умови рівності товщини гідродинамічного і теплового примежових шарів в патрубку довжиною 130 мм прямокутного перерізу 100×110 мм×мм на вході в ОНП для повітря, розподіл швидкостей по висоті підводної труби діаметром 92 мм згідно [45] можна представити у вигляді

$$\frac{w}{w_0} = \left(\frac{r}{R} \right)^{\frac{1}{7}},$$

де r – поточний радіус труби, м; R – радіус труби, м.

Середня по поперечному перерізу швидкість течії у трубі складає 0,817 від максимальної швидкості. Враховуючи зміну фізичних параметрів повітря згідно з поправкою $(Pr_p/Pr_{ct})^{0,25}=0,999$ і втрати в навколишнє середовище, середня по поперечному перерізу температура у патрубку прямокутного перерізу складає 0,924 від максимальної температури, виміряної на його вісі. Отримана нерівномірність враховувалась як методична складова похибки при наступних розрахунках.

Похибка опосередкованого визначення значень критеріїв Re та Nu оцінювалась як [109, 110]

$$\Delta Re = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial Re}{\partial w} \Delta w \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial d} \Delta d \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \nu} \Delta \nu \right)^2} = \pm \sqrt{\left(\frac{d}{\nu} \Delta w \right)^2 + \left(\frac{w}{\nu} \Delta d \right)^2 - \left(\frac{wd}{\nu^2} \Delta \nu \right)^2} \quad (2.50)$$

$$\Delta Nu = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial Nu}{\partial \alpha} \Delta \alpha \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial d} \Delta d \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \lambda} \Delta \lambda \right)^2} = \pm \sqrt{\left(\frac{d}{\lambda} \Delta \alpha \right)^2 + \left(\frac{\alpha}{\lambda} \Delta d \right)^2 - \left(\frac{\alpha d}{\lambda^2} \Delta \lambda \right)^2} \quad (2.51)$$

Максимальна розрахована відносна похибка значень критеріїв Re та Nu : $\delta Re=4,35\%$, $\delta Nu=7,41\%$.

2.5. Верифікація та валідація математичної моделі процесів конвективного теплообміну в елементах енергетичних установок

На етапі верифікації проводилось якісне, для отримання схожості фізичної картини течії, порівняння результатів тестового моделювання з наявними експериментальними даними для поодиноких і пучків круглих труб.

На етапі валідації погоджувались кількісні результати з експериментальними даними по обтіканню круглих та профільованих поверхонь, а також з результатами, отриманими при експериментальних випробуваннях перспективної моделі охолоджувача наддувного повітря з поверхнею теплопередачі, виконаної з профільованих труб.

Основною метою було, у разі необхідності, корегування коефіцієнтів моделі турбулентності.

На рис.2.10...2.12 представлені результати математичного моделювання обтікання поодинокого циліндру різних поперечних перерізів.

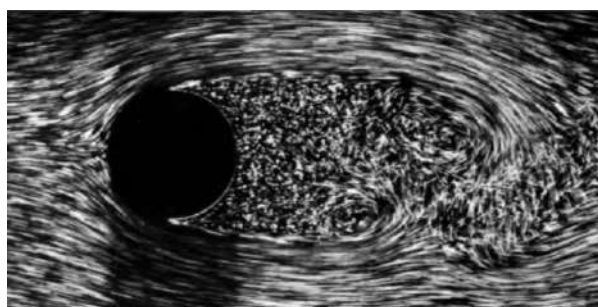
Порівнюючи результати (рис.2.10) можна прийти до висновку, щодо ідентичності характеру течії, формування, відриву та руйнування приграничного шару на поверхні тіла з подальшим утворенням турбулентного вихрового сліду за кормовою частиною циліндру. Результати, представлені на рис. 2.11 та 2.12 показують задовільне співпадіння експериментальних даних з розрахунковими.

З [111] відомі картини течії для шахового пучку, виконаного з круглих циліндрів при $Re = 3000$, що приведені на рис.2.13а. Відповідна отримана картина течії по запропонованій моделі зображена на рис. 2.13б.

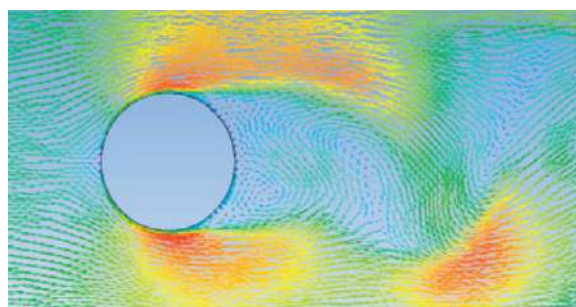
Аналізуючи картини течії, наведені вище є можливість помітити значну їх подібність. Деякі відмінності у характері приграничного шару і положення точки його відриву можливо пояснити іншим, більш тісним розташуванням циліндрів в пучку та її взаємним впливом, що затримує відрив та наступне за ним руйнування приграничного шару та певною мірою зменшує розміри турбулентного сліду в кормовій частині об'єктів, що досліджувались.

Отримані результати показують адекватність фізичної картини обтікання, отриманої за результатами експериментальних даних та розрахунків по запропонованій математичній моделі.

Було виконане погодження результатів тестового моделювання з наявними експериментальними даними: значеннями коефіцієнтів тепловіддачі, розрахованими за залежностями [112] при обтіканні пучка круглих труб, та значеннями аеродинамічного опору при обтіканні пучка плоскоовальних труб [113].



a



б

Рисунок 2.10 – Обтікання кругового циліндру при $Re = 2000$: *a* – за даними [111], *б* – за даними результатів моделювання

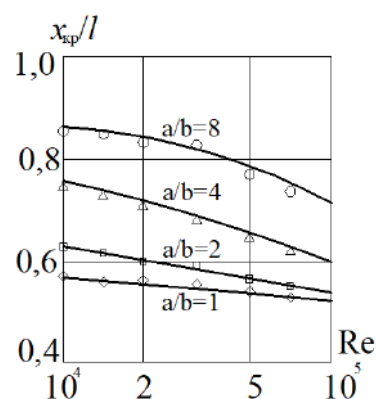
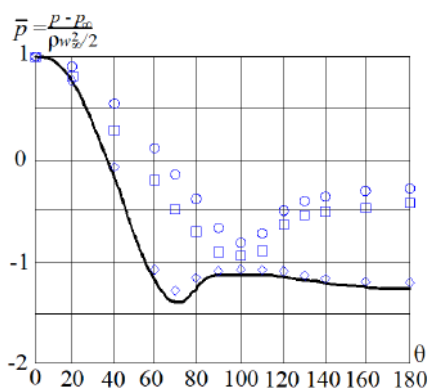
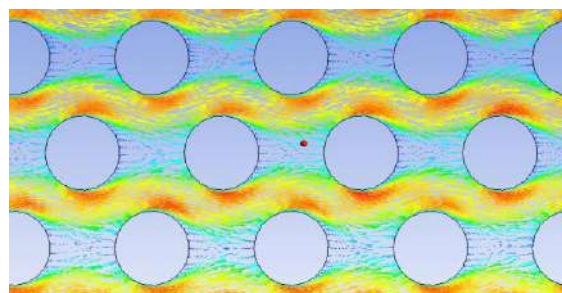


Рисунок 2.11 – Результати порівняння розподілу тиску на поверхні циліндрів різних поперечних перерізів при $d_{\text{екв}} = \text{const}$ та $Re = 1,1 \times 10^5$: лінія – експериментальні дані [45], $\diamond$ – розрахунок круглий профіль, $\square$ – розрахунок плоскоовальний профіль ($a/b=2,7$), $\circ$ – розрахунок еліптичний профіль ($a/b=2,5$)

Рисунок 2.12 – Результати порівняння положення нейтральної точки на еліптичних циліндрах зі співвідношенням осей a/b : лінії – експериментальні дані [53], $\circ, \Delta, \square, \diamond$ – результати математичного моделювання



a



б

Рисунок 2.13 – Обтікання шахової решітки кругових циліндрів при $Re = 3000$: *a* – за даними [112]; *б* – результати моделювання

На рис.2.14 представлена геометрична модель, яка використовувалась для верифікації та валідації математичної моделі з даними [112]. Для виключення впливу кількості рядів труб z_2 у повздовжньому напрямку на кінцевий результат, модель була побудована з $z_2 > 10$. Для адекватного розв'язання системи рівнянь математичної моделі біля стінок, виконана дискретизація розрахункових сіток біля стінок. На рис.2.15 представлено співставлення результатів математичного моделювання зі значеннями, отриманими за залежностями [106].

Аналогічним чином була побудована модель еліптичних труб для порівняння з даними [37]. Результати валідації представлені на рис.2.16.

На рис.2.17 представлені результати співставлення розрахунків чисел Eu з результатами експериментального дослідження по визначенню аеродинамічного опору плоскоовальних труб [113]. Теплофізичні параметри теплоносіїв та геометричні характеристики поверхні теплообміну прийняті у відповідності [113].

На рис.2.18 представлені результати співставлення розрахунків чисел Nu та Eu з результатами експериментального дослідження по визначенню аеродинамічного опору плоскоовальних труб з нанесеними на їх поверхню лунками [114]. Теплофізичні параметри теплоносіїв та геометричні характеристики поверхні теплообміну прийняті у відповідності [114].

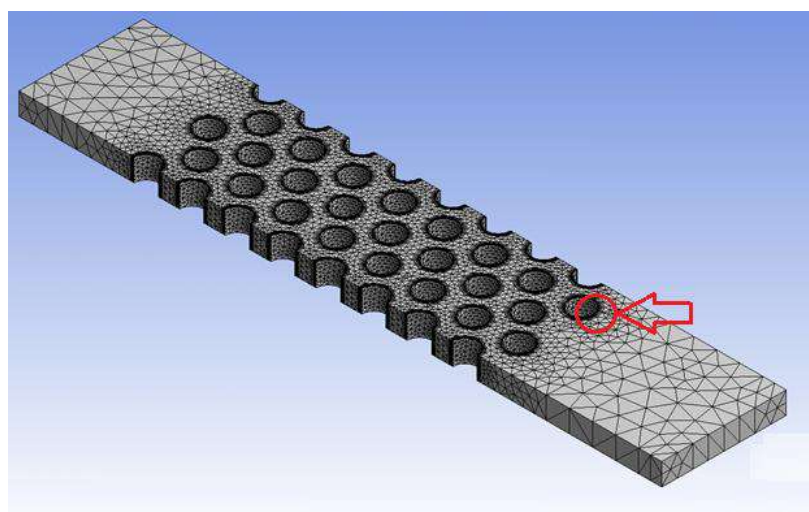


Рисунок 2.14 – Геометрична модель, яка використовувалась для верифікації

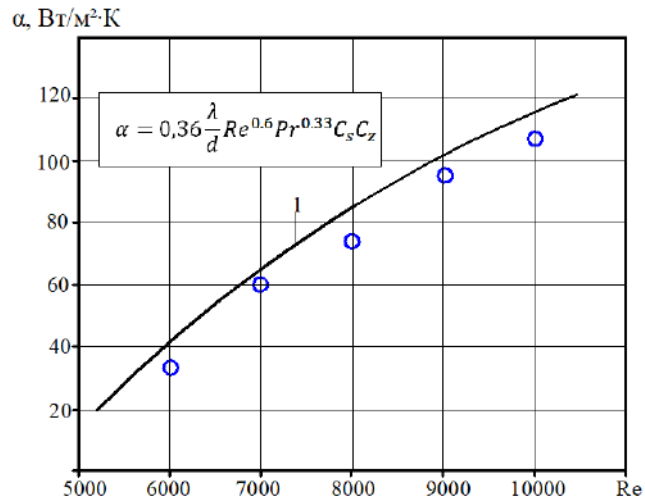


Рисунок 2.15 – Верифікація *RSM*-моделі на моделі пучка круглих труб :
1– данні [112]; ○ – результати математичного моделювання

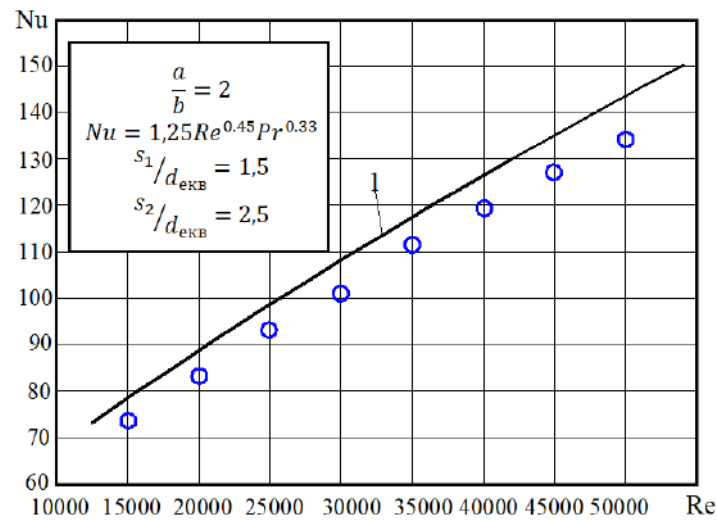


Рисунок 2.16 – Валідація *RSM*-моделі на моделі «розрядженого» пучка еліптичних труб : 1– данні [37]; 2 – результати математичного моделювання

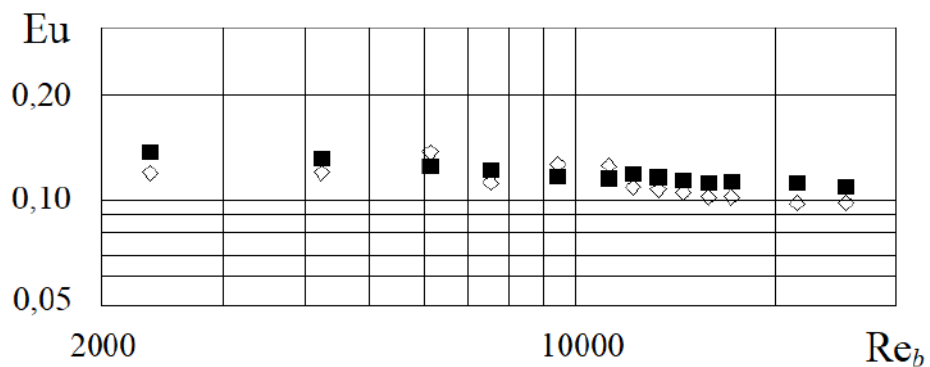


Рисунок 2.17 – Валідація математичної моделі процесів перенесення теплоти в елементах енергетичних установок: ■ – данні роботи [113]; ◇ – результати моделювання

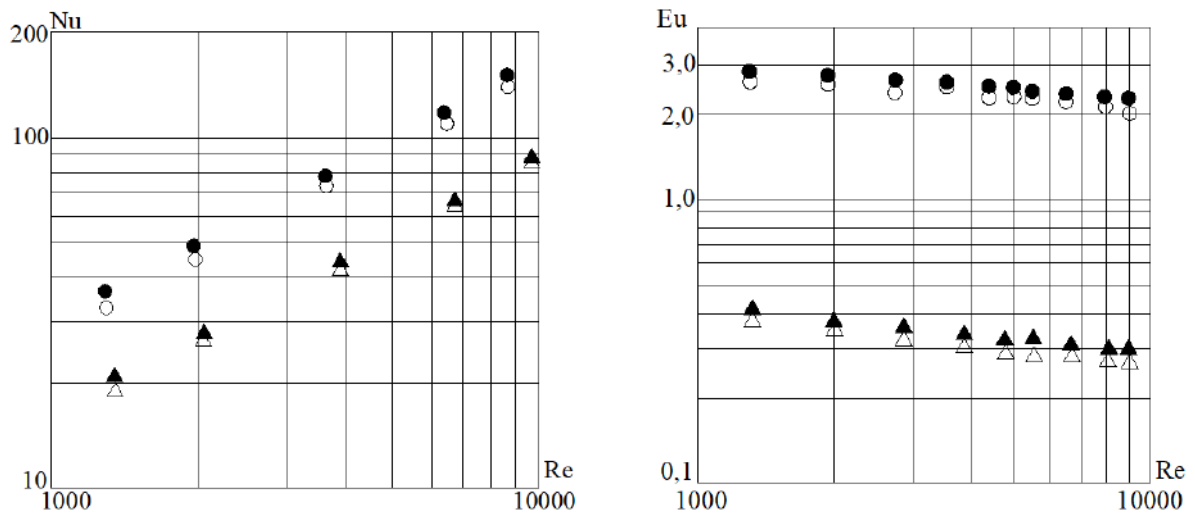
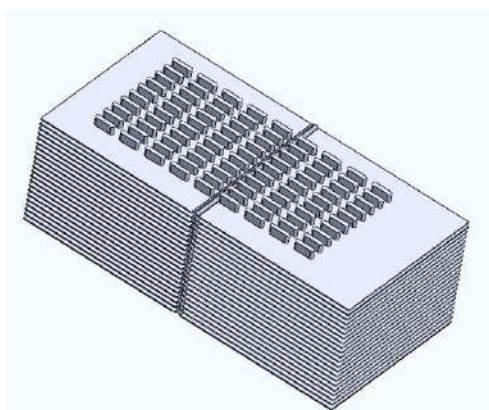


Рисунок 2.18 – Порівняння результатів експериментальних [114] та розрахункових досліджень пучка плоскоовальних труб з лунками: ●, ▲ – експериментальні значення; ○, △ – розрахункові значення

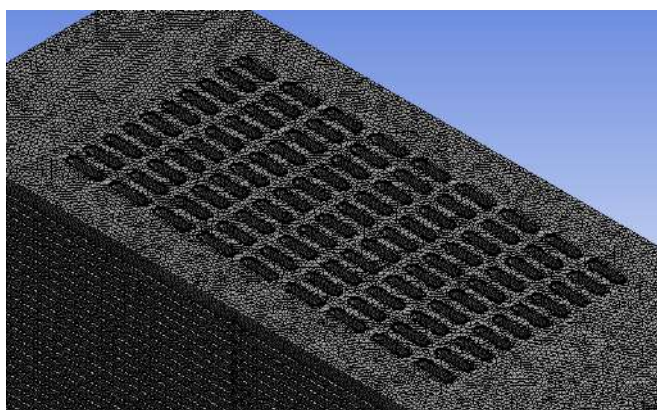
На рис.2.19 - 2.23 представлені результати порівняння розрахунків по математичній моделі процесів перенесення теплоти при зовнішньому обтіканні з результатами стендових випробувань прототипу теплообмінної поверхні охолоджувача наддувного повітря на спеціалізованому стенді кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова [104].

Геометричні розміри розрахункової моделі (рис.2.19) для верифікації математичної моделі, а також температури повітря, що обтікає поверхню, матеріали труб і оребрення та їх теплофізичні властивості відповідали прототипу теплообмінної поверхні охолоджувача.

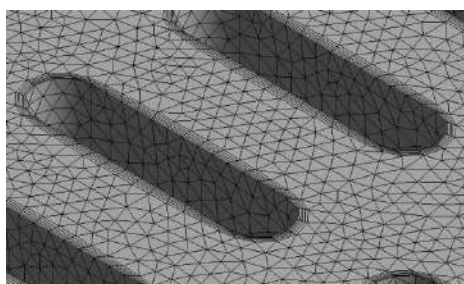
Задані наступні граничні умови: *вхід теплоносія* – температура, швидкість і тиск повітря; *вихід теплоносія* – нульовий тиск повітря; *стінка труби* – температура; *стінки області* – градієнт температури дорівнює нулю. Чисельні значення відповідали значенням при експериментальних дослідженнях та приймалися сталими, оскільки теплообмінник розміщувався за ділянкою температурної та гідродинамічної стабілізації.



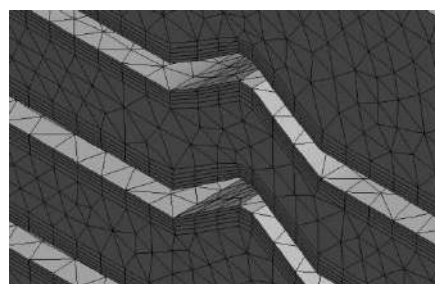
a



б



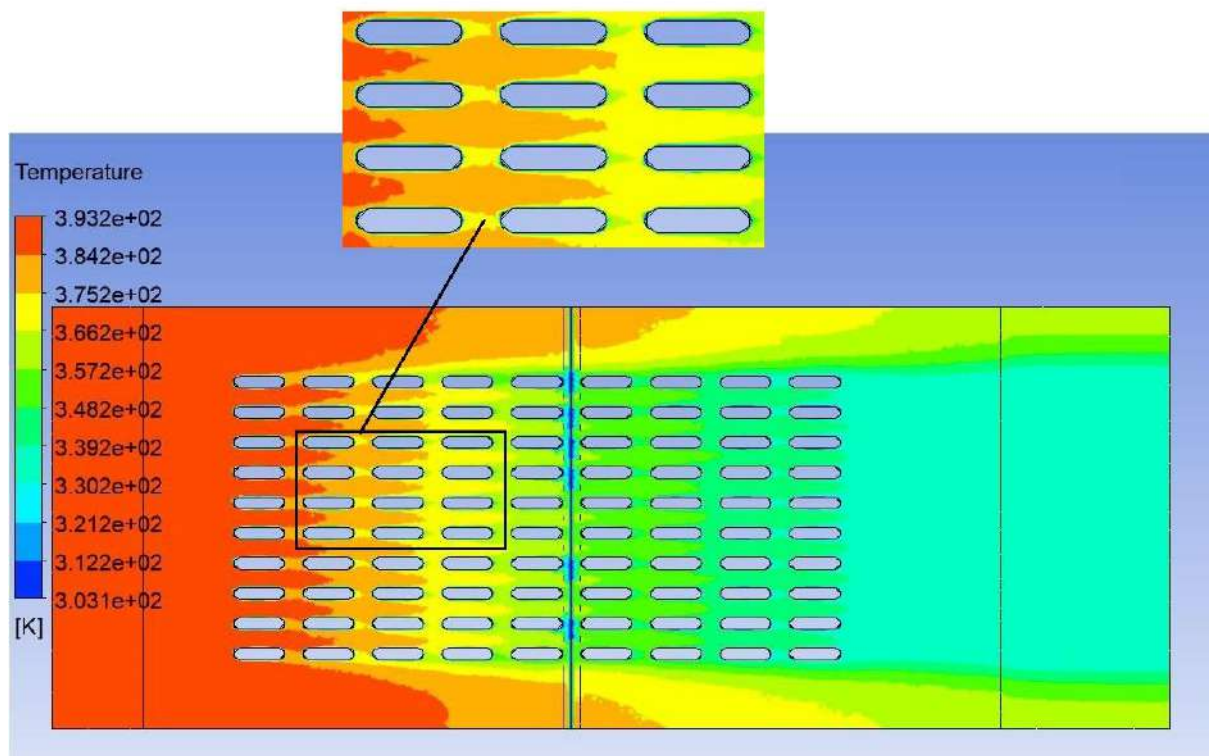
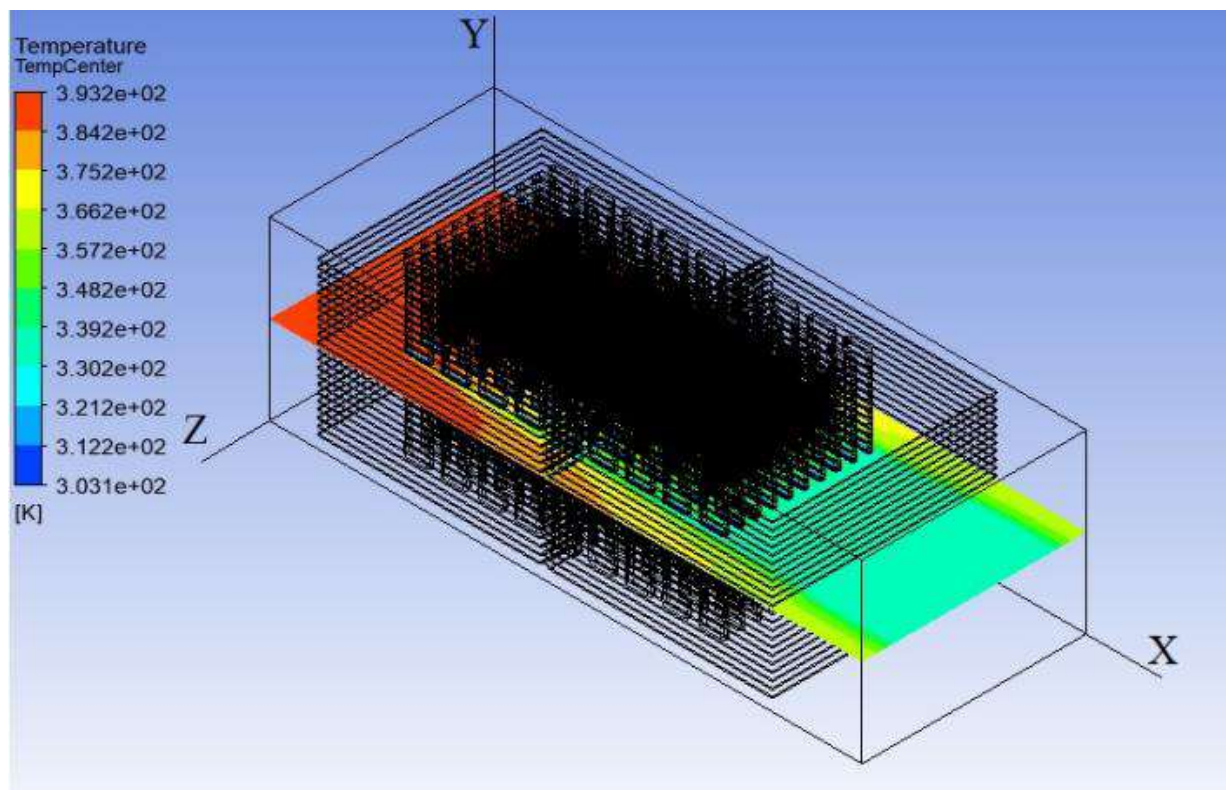
в



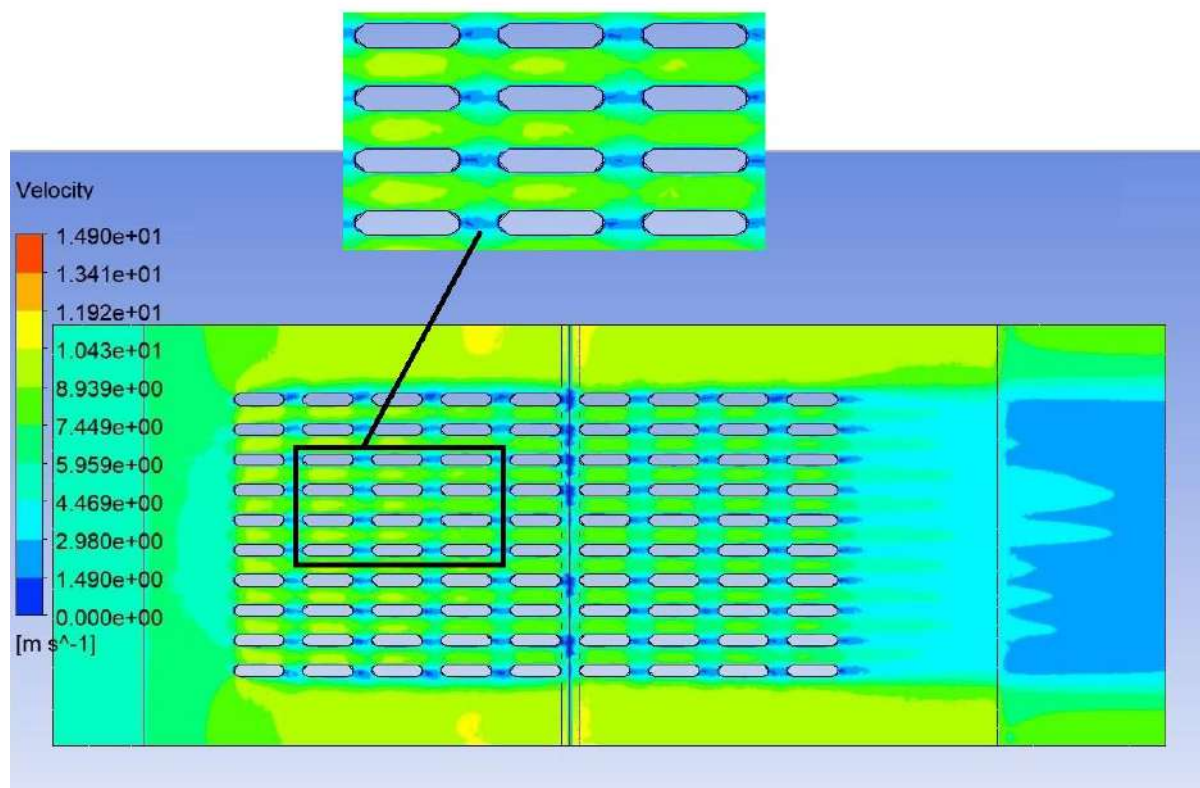
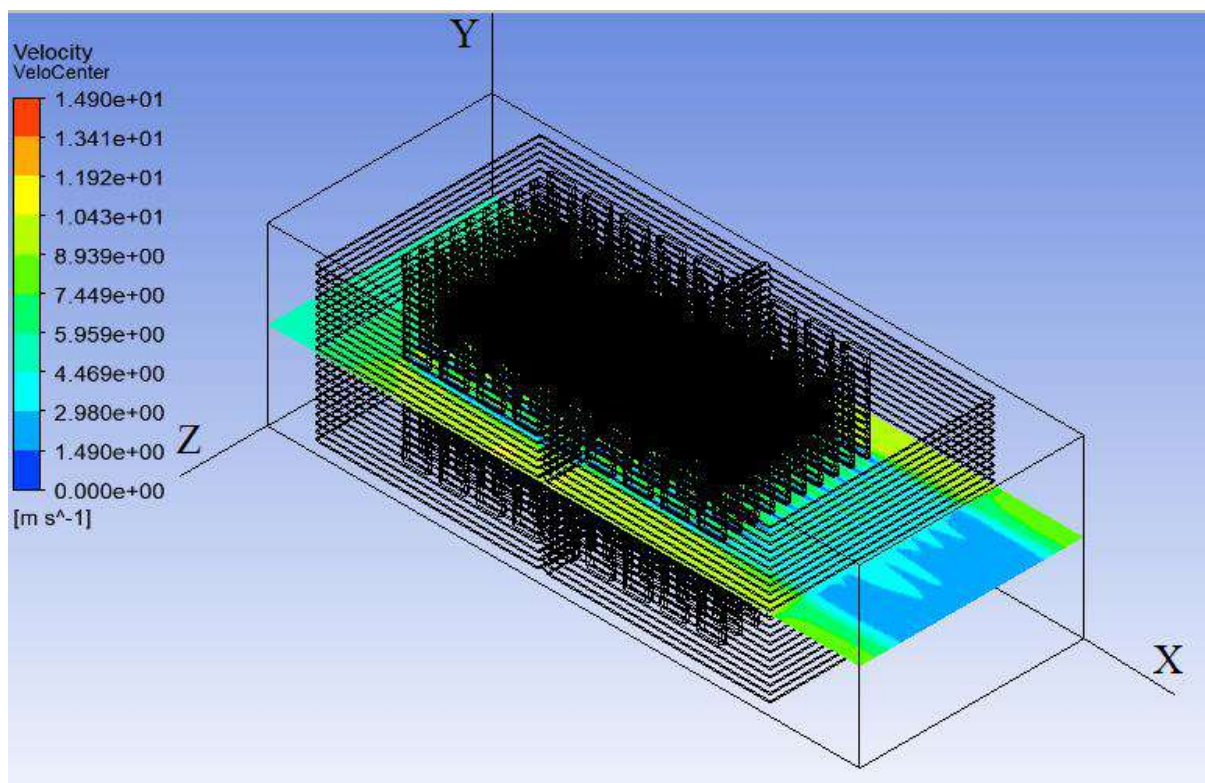
г

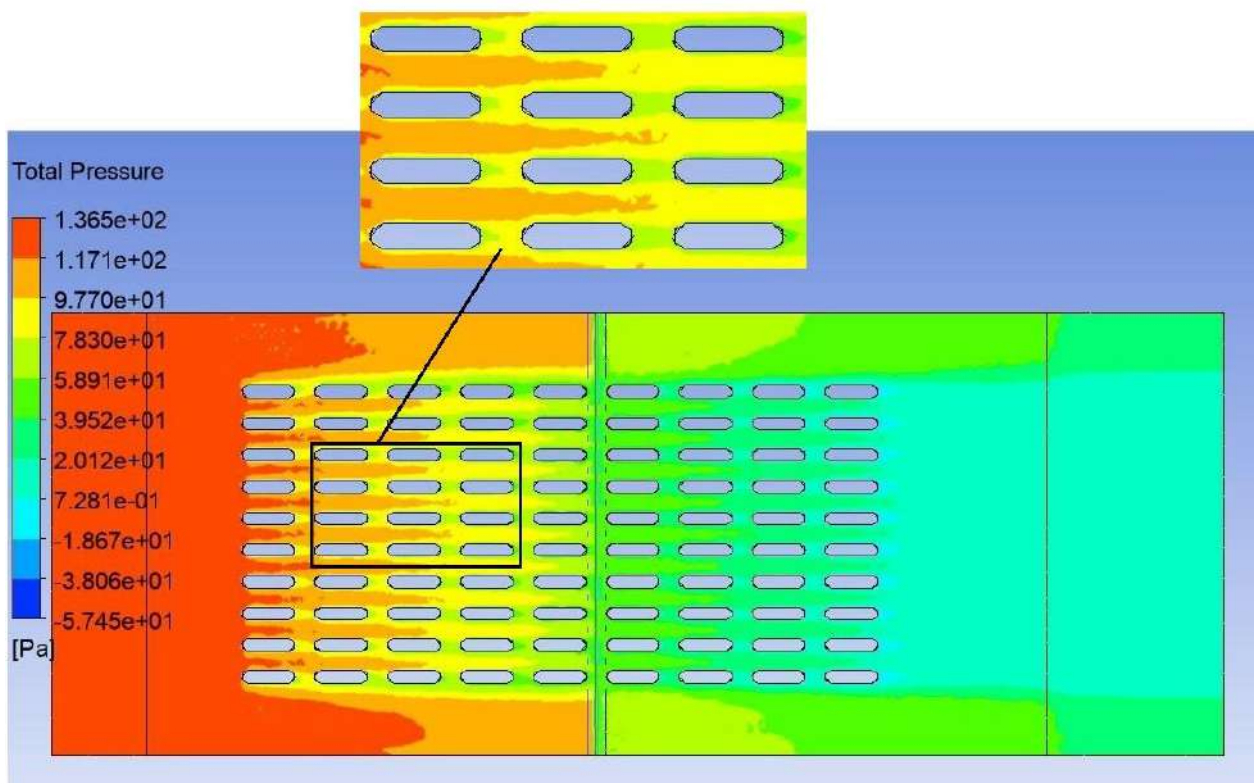
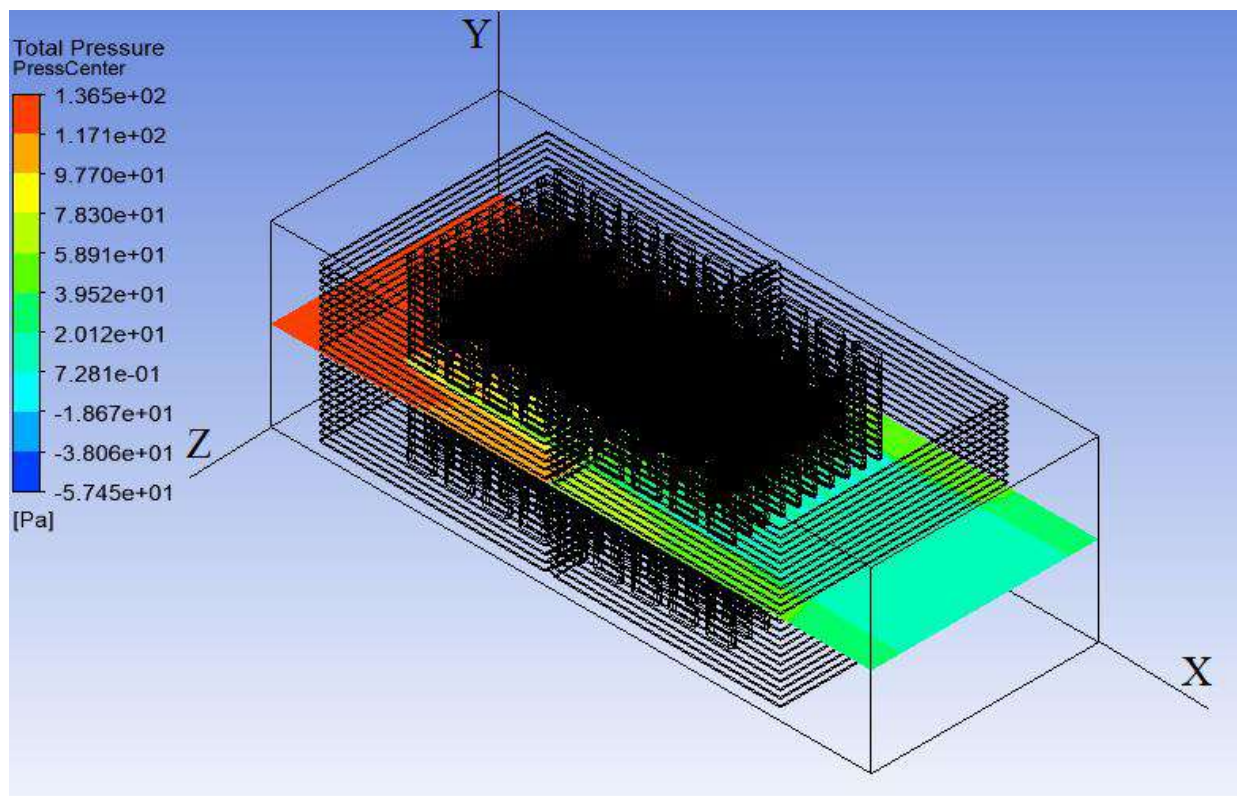
Рисунок 2.19 – Етапи побудови розрахункової моделі: *a* – геометрична модель; *б* – кінцева – елементна сітка розрахункової моделі; *в* – дискретизація сітки біля стінки труби; *г* – дискретизація сітки біля ребер.

Висота теплообмінної трубки була набагато менша за її довжину. Тому умови обтікання були близькими до обтікання плоскої пластини, тобто тіла, що «добре» обтікається. Це обумовило достатньо вузький гідродинамічний слід позаду труб на розподілі швидкості (рис.2.20б). Вочевидь, різна динаміка зміни полів температур (рис.2.20а) та швидкості (рис.2.20б) пояснюється різними товщинами примежового та гідродинамічного шарів. Отриманий розподіл тиску у моделі показує гідродинамічний опір поверхні, а чисельні значення тиску обумовлені особливостями завдання граничних умов при моделюванні.

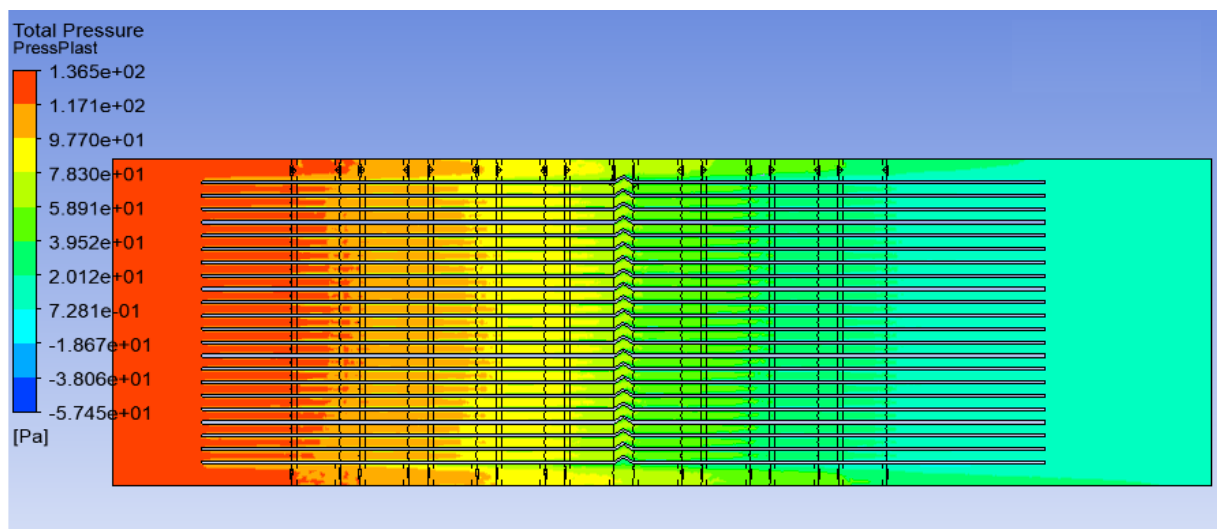


a





B



Г

Рисунок 2.20 – Результати розрахунків по математичній моделі при $Re=7000$ на вході при $Y = 0,055$ м, $0 \leq X \leq 0,184$, $0 \leq Z \leq 0,1$: розподіл параметрів потоку а – температур; б – швидкості; в – тиску; г – розподіл тиску між пластинами оребрення при $Y = 0,055$, $0 \leq X \leq 0,184$, $Z=0,05$

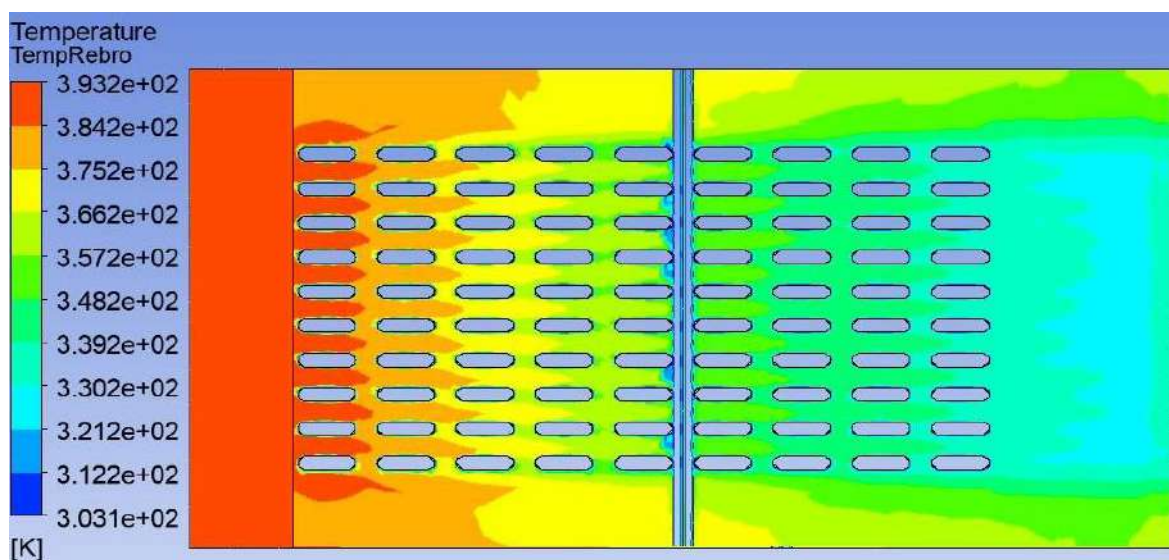


Рисунок 2.21 – Результати розрахунків по математичній моделі температури поверхні ребра при $Re=7000$ на вході та $Y = 0,0537$ м, $0 \leq X \leq 0,184$, $0 \leq Z \leq 0,1$

На рис.2.22 представлено розташування січних площин при аналізі теплообміну у міжреберному просторі, результати якого представлені на рис.2.23.

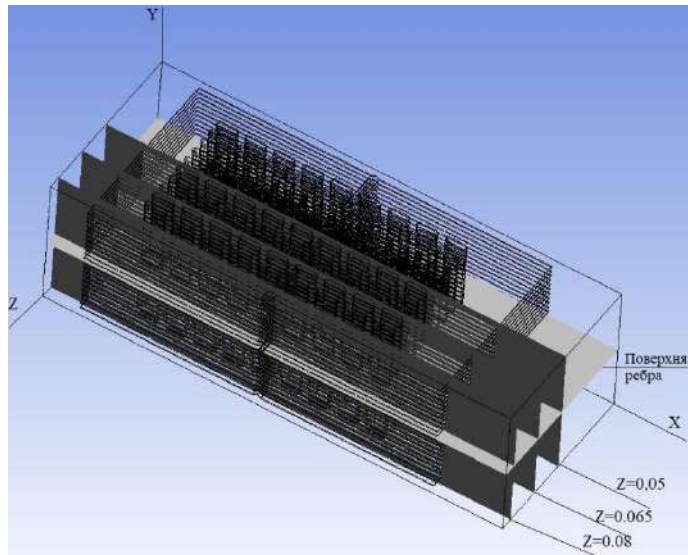


Рисунок 2.22 - Розташування січних площин при аналізі теплообміну в міжреберному просторі

На рис.2.23 наведені результати розрахунків теплообміну між потоком газів та ребром. Оскільки на вході в модель задана стала температура газів, температури по перерізам відрізняються на $0,5...1,2^{\circ}\text{C}$, що пояснюється різною кількістю трубок, які приймають участь у процесі теплопередачі. Таким чином, отримані результати апроксимуються кривою для температури потоку газів (верхня лінія) та температури поверхні ребра (нижня лінія).

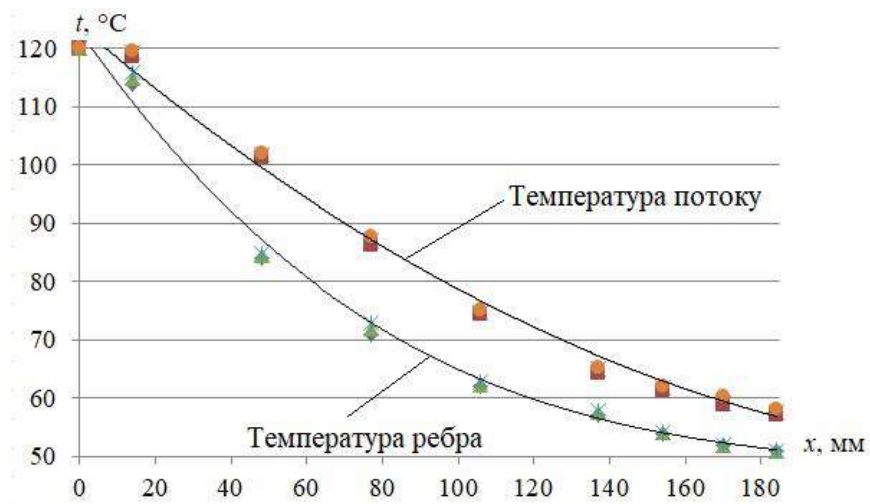


Рисунок 2.23 – Результати розрахунку процесу теплообміну між потоком газів ($Y=0,055$) і ребром ($Y=0,0537$) при $Re=7000$ на вході, $0 \leq X \leq 0,184$, $\diamond$, $\blacktriangle$, $*$ – температури ребра при $Z=0,05$; $0,065$; $0,08$ відповідно; $\blacksquare$, $\times$, $\bullet$ – температури потоку при $Z=0,05$; $0,065$; $0,08$ відповідно

Отримані результати порівняння математичного моделювання та експериментальних досліджень показали, що їх різниця не перевищує розрахованої помилки за залежностями (2.50) та (2.51).

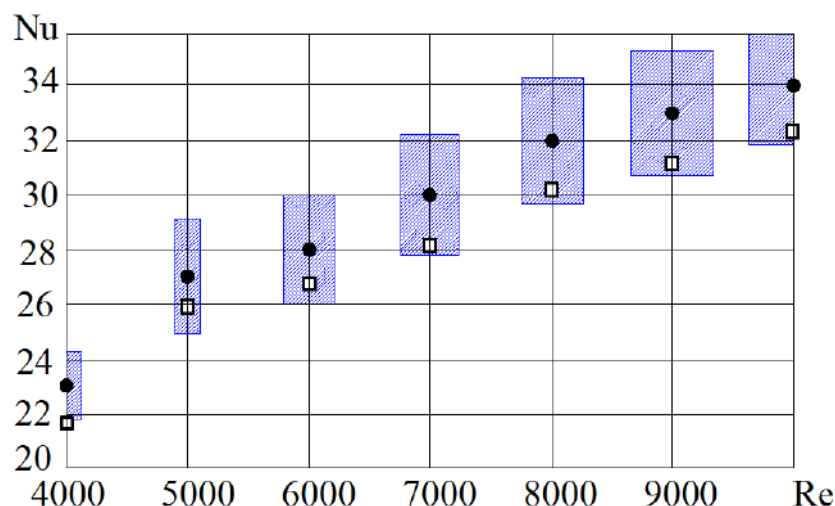


Рисунок 2.24 – Порівняння результатів експериментальних досліджень з результатами математичного моделювання:  – значення, отримані при експериментальних дослідженнях з полями похибок;  – результати моделювання

Експериментальні дані по розподілу значень коефіцієнта тепловіддачі по рядах труб досить неоднозначні. Якщо [37] наводить дані про стабілізацію тепловіддачі, починаючи з третього ряду, то за даними [41] стабілізація відбувається в межах 10% в межах 4-го ряду і практично повністю після 4-го. Це залежить від початкового рівня турбулентності потоку і враховується відповідними коефіцієнтами корегування.

На рис.2.25 представлені результати моделювання зміни середнього коефіцієнту тепловіддачі по рядах шахових пучків круглих труб у порівнянні з експериментальними даними [37]. Отримано, що стабілізація настає з четвертого ряду.

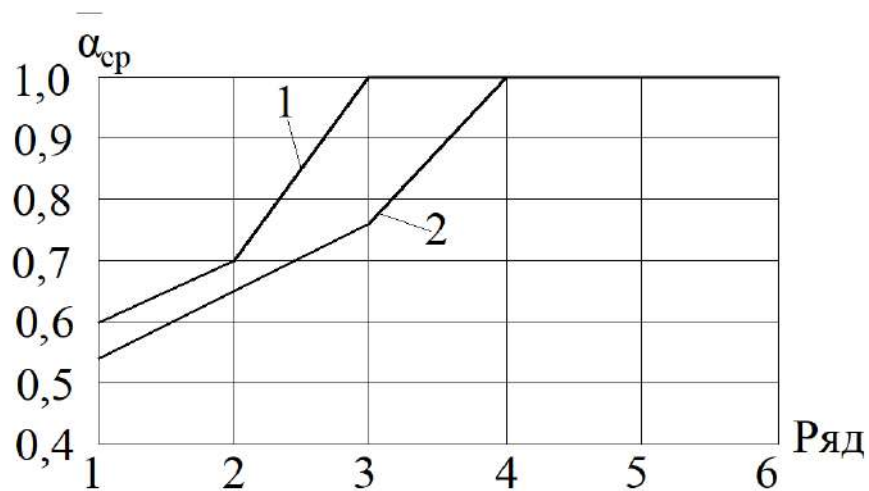


Рисунок 2.25 – Зміна середнього коефіцієнту тепловіддачі по шахових рядах круглих труб: 1 – значення для пучка круглих труб [37]; 2 – значення для пучка круглих труб, отриманих за результатами тестового моделювання

Аналіз отриманих даних показує, що у всьому діапазоні зміни числа Re розходження в отриманих даних коефіцієнту тепловіддачі α , чисел Nu та Eu не перевищило 9,3%, що припустимо для проведення подальших досліджень особливостей процесів гідродинаміки та тепловіддачі при обтіканні пучків.

Висновки за главою 2

1. В енергетичних установках з теплообмінними апаратами співставлення показників ефективності процесів перетворення енергії, перенесення теплоти між теплоносіями і процесів конвективного теплообміну доводить їх аналогію за відношенням теплоти до роботи.

2. Теоретичним підґрунтям розвитку науково-технічних основ вдосконалення енергетичних установок з теплообмінними апаратами є показник визначаючий рівень енергій в формі перенесеної теплоти до витраченої роботи, що системно поєднує енергетичний зв'язок двигуна, теплообмінного апарату і робочого тіла в прямому і зворотньому напрямках.

3. Для енергетичних установок з теплообмінними апаратами запропоновано інтегральний показник їх ефективності і компактності для комплексного врахування їх рівнів економічності, екологічності, ресурсу та компактності.

4. Для оцінки перетворення теплоти в елементах енергетичних установок, а саме: тепловіддачі в елементі енергетичної установки; теплопередачі в елементі енергетичної установки; перенесення теплоти між елементами енергетичної установки обґрунтовано розвиток методології ефективності процесів перенесення теплоти за фактором аналогії Рейнольдса.

5. Доопрацьована математична модель енергетичної установки з урахуванням процесів перетворення теплоти в теплообмінних апаратах, яка за результатами верифікації та валідації шляхом порівняння результатів розрахунків з результатами фізичного експерименту має розбіжність результатів, що не перевищила 9,3%.

Основні наукові результати глави опубліковані в [104, 115, 116].

ГЛАВА 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА ПІДСТАВІ АНАЛОГІЇ РЕЙНОЛЬДСА

3.1. Теплогідродинамічна оцінка ефективності процесів тепловіддачі при течії всередині каналів теплообмінних апаратів

При закрутці потоку всередині каналів. Закрутка потоку всередині каналів трубчастих теплообмінних апаратів призводить до зменшення товщини в'язкого примежового шару теплоносія.

Для турбулентного режиму течії теплоносія згідно положенням гідродинамічної теорії теплообміну [37, 45, 46] задача, що розглядається, зведена до інтегрального рівняння примежового шару, рівняння аналогії турбулентного переносу теплоти і турбулентної дотичної напруги з граничними умовами:

– рівняння моменту кількості руху по поздовжній осі, що врівноважується моментом сил тертя щодо осі обертання (рис.3.1)

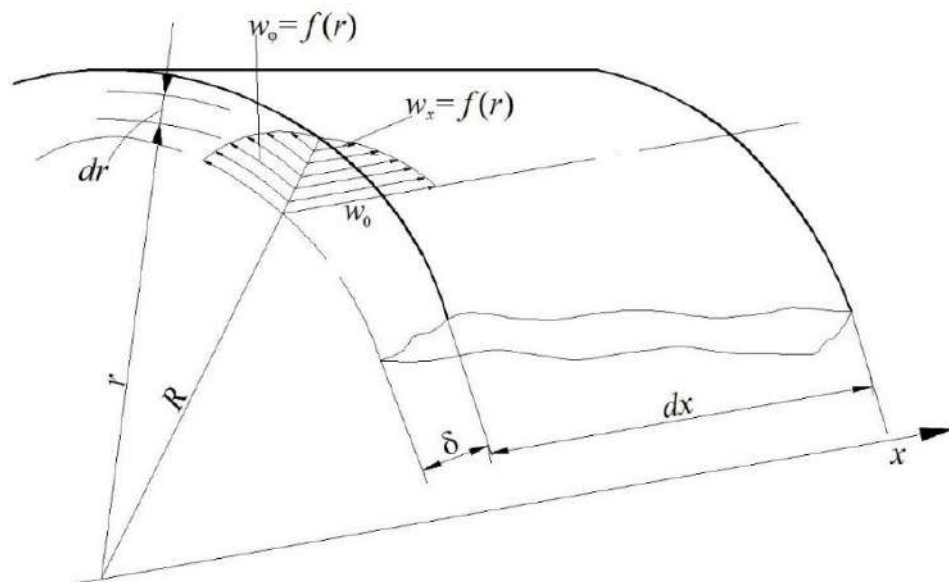


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема тепловіддачі

$$\frac{d}{dx} \int_{R-\delta}^R w_x w_{\phi} r^2 dr = -\frac{\tau_{\phi_0} R^2}{\rho}; \quad (3.1)$$

– рівняння аналогії Рейнольдса

$$\frac{q}{\tau_{\text{ст}}} = c_p \frac{t_{\text{ст}} - t}{w_0}; \quad (3.2)$$

– для значень окружної складової швидкості

$$\left. \begin{aligned} r = R \quad w_\varphi = 0, \quad \left(\frac{\partial^2 w_\varphi}{\partial r^2} \right) = 0 \\ r = R - \delta \quad w_\varphi = w(R - \delta), \quad \left(\frac{\partial w_\varphi}{\partial r} \right) = 0 \end{aligned} \right\}; \quad (3.3)$$

для значень товщини примежового шару швидкості

$$x = 0 \quad \delta = 0.$$

У цих виразах w_x , w_φ – осьова і окружна складові швидкості теплоносія в примежовому шарі; w_0 – осьова швидкість поза примежовим шаром; τ_φ – дотичне напруження тертя на стінці в окружному напрямку; ρ – густина теплоносія в примежовому шарі; q – густина теплового потоку; c_p – питома теплоємність теплоносія; $t_{\text{ст}}$, t – відповідно локальні значення температур стінки каналу і теплоносія; R – внутрішній радіус каналу; x , r – відповідно поточні осьова і радіальна координати; δ – товщина примежового шару.

При сталому турбулентному режимі течії по всьому перерізу потоку в циліндричному каналі, розподіли осьової і окружної складових швидкості його руху задаються наступними виразами [45]

$$w_x = w_0 \left(\frac{R-r}{\delta} \right)^{\frac{1}{7}} \quad (3.4)$$

$$w_\varphi = C_0 + C_1 \left(\frac{R-r}{\delta} \right) + C_2 \left(\frac{R-r}{\delta} \right)^2 + C_3 \left(\frac{R-r}{\delta} \right)^3$$

Виконуючи відповідні перетворення, рівняння для розрахунку товщини примежового шару отримано у вигляді

$$\delta = 0.5875R \left(1 - 1 + \frac{2,67}{\sqrt{Re_d}}(X) - \frac{3,564}{\sqrt{Re_d}^2}(X)^2 + \dots \right) =$$

$$= 1.569R \frac{1}{\sqrt{Re_d}}(X) \left(1 - \frac{2,272}{\sqrt{Re_d}}(X)^2 + \dots \right) \quad (3.5)$$

За умов $X < 30$ та $Re_d > 10^4$ з достатнім ступенем точності можна прийняти

$$\delta \approx 1,569R \sqrt{\frac{(X)}{Re_d}}. \quad (3.6)$$

Рівняння для місцевого значення коефіцієнта тепловіддачі отримано у вигляді

$$Nu_d = 0,022 Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1,38}{\left(\frac{x}{d}\right)^{0,12}} \left[1 + f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]. \quad (3.7)$$

Отримані рівняння (3.5), (3.6) і (3.7) для товщини і коефіцієнту тепловіддачі на початковій ділянці формування примежових шарів швидкості і температури теплоносія при наявності закрутки враховують особливості тепловіддачі, пов'язані з впливом геометричних показників каналів і теплофізичних властивостей теплоносія.

Залежність товщини примежового шару від швидкості у вигляді рівнянь (3.5) і (3.6) дозволяють аналізувати довжину гідродинамічної початкової ділянки і при необхідності корегувати товщину примежового шару шляхом додаткового впливу закруткою.

Критеріальне рівняння (3.7) має додатковий множник у вигляді функції, що залежить від відношення окружної і осьової складових дотичного напруження, а також відносної довжини каналу. Це функція f , що визначається за експериментальними даними, здатна враховувати і інші особливості формування і компонування трубчастих пучків в теплообмінних апаратах.

Результати, що отримані нижче, ґрунтуються на експериментальних дослідженнях [37, 45] і додатково [117-119]. Результати зміни фактору інтенсифікації теплообміну Nu_d/Nu_0 , по довжині каналу при течії повітря в

каналі з одним тангенціальним завіхрювачем отримані в діапазоні чисел $Re_d = 63000 \dots 110000$. Різниця результатів не перевищує 10%.

Зміна числа Рейнольдса в зазначеному вище діапазоні незначно впливає на характер поздовжнього розподілу фактору інтенсифікації теплообміну. Тому залежність фактору інтенсифікації теплообміну припускають аномальною по числу Рейнольдса і узагальнюють наступними залежностями:

– при відкритому виході

$$\frac{Nu_d}{Nu_0} = 1 + 2,65 \exp\left(-\frac{x/d}{13,0}\right) \quad (3.8)$$

$$\frac{Nu_d}{Nu_0} = 1 + 2,0 \operatorname{tg} \varphi_w^{1,6} \quad (3.9)$$

– з поворотом на виході

$$\frac{Nu_d}{Nu_0} = 1 + 2,65 \exp\left(-\frac{x/d}{14,7}\right) \quad (3.10)$$

$$\frac{Nu_d}{Nu_0} = 1 + 2,07 \operatorname{tg} \varphi_w^{1,6} \quad (3.11)$$

На підставі результатів [37, 45] визначені дискретні значення функції f в рівнянні (3.7), що представлені на рис.3.2 і 3.3.

Функція $\left[f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]$ у рівнянні (3.7) залежить від абсолютного значення початкової закрутки потоку і від закону її затухання по довжині каналу, які в різних джерелах відрізняються. Так, якщо у [112] декремент затухання при експоненті складає 0,04, то в роботі [118] він дорівнює 0,079. На теперішній

час данні, присвячені одночасному вивченню гідродинаміки і локального теплообміну, достатньо обмежені, і не дозволяють отримати достатньо загальне співвідношення, яке пов'язує інтенсивність закрутки і фактору інтенсивності теплообміну.

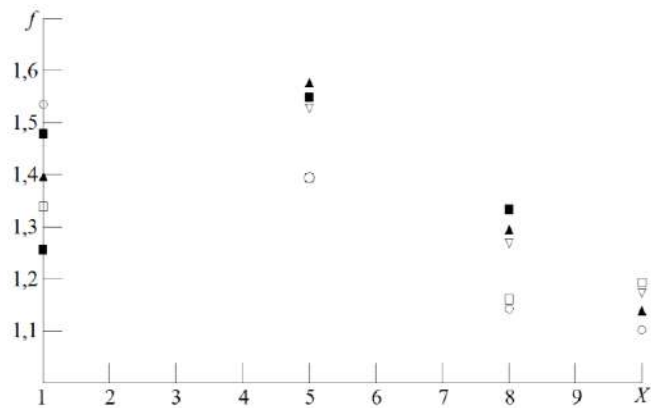


Рисунок 3.2 – Залежність функції $\left[f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]$ для циліндричного каналу при відкритому виході: ■ – $Re_d=77010$; ▽ – $Re_d=78850$; ▲ – $Re_d=89630$; ○ – $Re_d=103045$; □ – $Re_d=104420$.

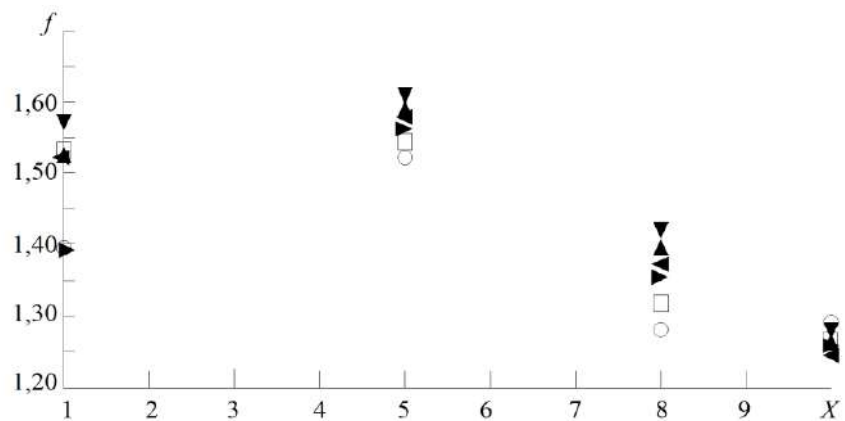


Рисунок 3.3 – Залежність функції $\left[f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]$ для циліндричного каналу при повороті на виході: ○ – $Re_d=63000$; ► – $Re_d=63400$; ▲ – $Re_d=74000$; ◄ – $Re_d=74200$; □ – $Re_d=97000$; ▼ – $Re_d=97200$.

Залежність функції f в рівнянні (3.7) від початкової закрутки потоку отримана на підставі результатів робіт [47, 117, 119, 120]. Ця залежність

представлена на рис.3.4. Результати дослідження теплообміну при течії в каналі з двома тангенційними завіхрювачами і поворотом потоку на виході отримані для діапазону $Re_d = 40000 \dots 106000$. При цьому на першій ділянці фактор інтенсифікації вищий, ніж на другій, а витрата повітря менша і, відповідно, менше число Нусельта для осьової стабілізованої течії в гладкій трубі Nu_0 . Для опису локального теплообміну на окремих ділянках каналу отримані наступні узагальнюючі співвідношення [117]:

– на ділянці між завіхрювачами:

$$Nu_d / Nu_0 = 1 + 3,36 \cdot \exp[-(x/d)/4,22]; \quad (3.12)$$

– на ділянці після завіхрювача №2:

$$Nu_d / Nu_0 = 2,14 + 0,87 \cdot \exp[-(x/d)/1,38]. \quad (3.13)$$

На підставі цих результатів для схеми з двома завіхрювачами також визначені дискретні значення функції $\left[f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]$ в рівнянні (3.7). Ці значення представлені на рис.3.5. На ділянці після другого завіхрювача теплообмін у порівнянні з ділянкою після першого завіхрювача зменшується внаслідок турбулізації потоку. Ця турбулізація виникає внаслідок дисипації енергії на межі двох співвісних вихорів.

На рис. 3.6 показано співставлення повздовжніх розподілів числа Нусельта для числа Рейнольдса $Re_d = 100000$, розрахованих по співвідношенням [117] і узагальнюючому рівнянню (3.7). Результати співставлення показують, що розбіжність між розрахунками не перевищує 5% з довірчою імовірністю 90%.

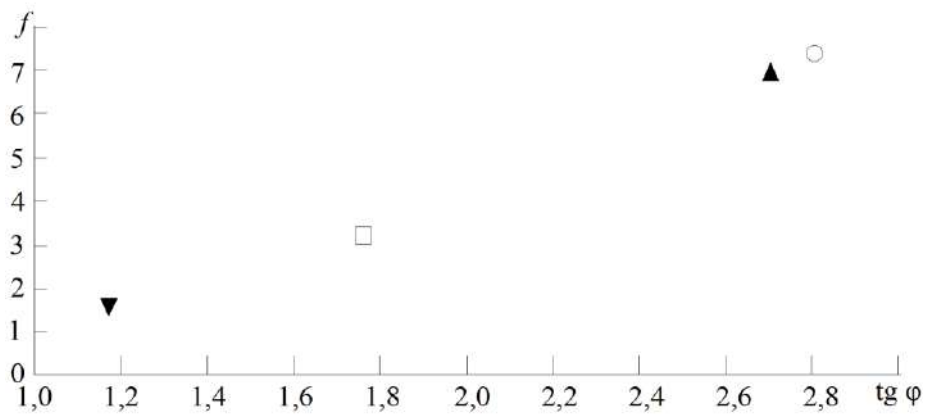


Рисунок 3.4 – Залежність функції $\left[f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]$ для циліндричного каналу від початкового кута закрутки потоку на стінці: ○, ▲, □ – данні [119, 47, 120], ▼ – данні [117].

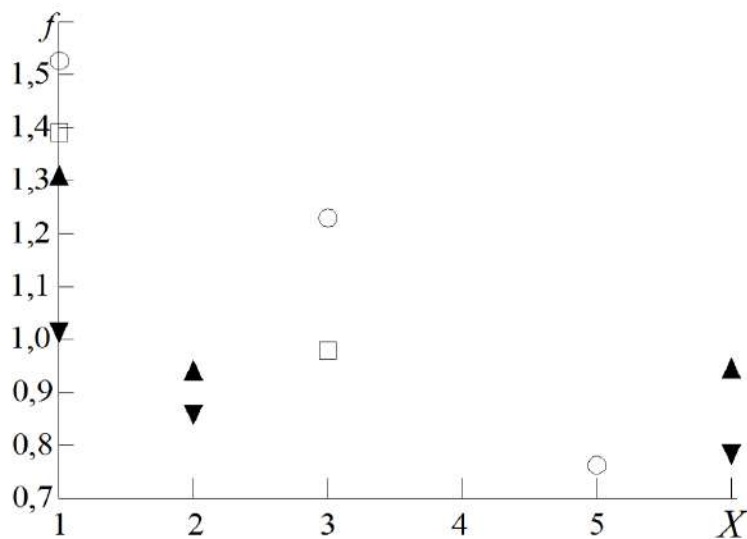
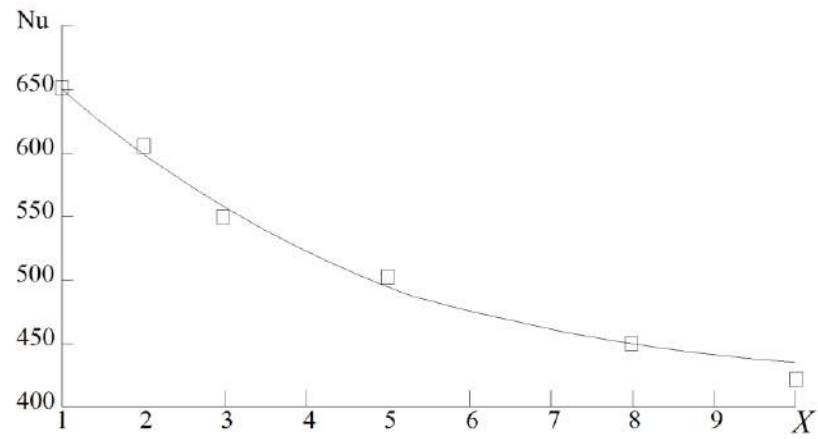
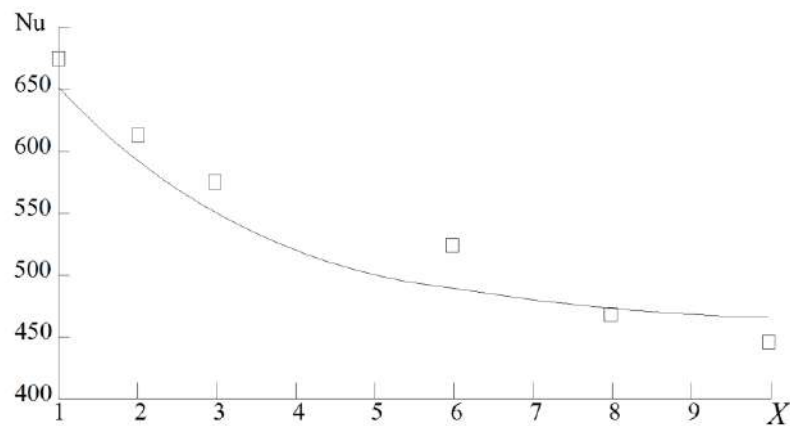


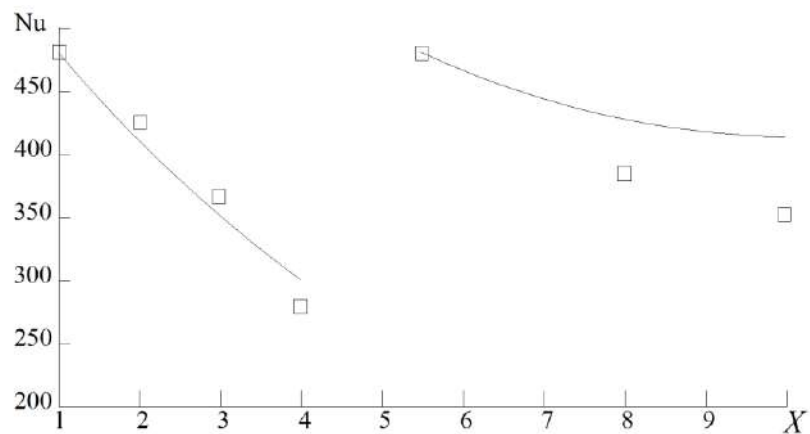
Рисунок 3.5 – Залежність функції $\left[f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]$ для циліндричного каналу з двома завіхрювачами и поворотом на виході: ○, □ – максимальне і мінімальне значення функції на ділянці між завіхрювачами, ▲, ▼ – максимальне і мінімальне значення функції на ділянці після завіхрювача №2.



a



б



в

Рисунок 3.6 – Повздовжній розподіл локального числа Нуссельта (розрахунок по отриманим експериментальним залежностям для $Re_d = 100000$): *a* – схема з одним завіхрювачем і відкритим виходом потоку, *б* – схема з одним завіхрювачем і поворотом потоку на виході, *в* – схема з двома завіхрювачами і поворотом потоку на виході, суцільні лінії – [117], $\square$ – розрахункові значення по (3.7).

Отримане узагальнене критеріальне рівняння (3.7) і залежності для циліндричного каналу функції $\left[f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]$ від аргументу у вигляді відношення компонентів дотичного напруження і відносної довжини каналу відповідають діапазону чисел $Re_d = 40000 \dots 110000$. Це рівняння враховує особливості тепловіддачі для трьох схем геометричних показників каналів: з одним завіхрювачем і відкритим виходом потоку, з одним завіхрювачем і поворотом потоку на виході, з двома завіхрювачами і поворотом потоку на виході. Теплофізичні властивості теплоносія обмежуються газами. Тому, запропоноване рівняння (3.7) і залежності для циліндричного каналу функції $\left[f\left(\frac{\tau_{\varphi_0}}{a\tau_0}\right) \right]$ рекомендовано використовувати при теплових розрахунках систем охолодження лопаток турбін і трубчастих пучків теплообмінних апаратів енергетичних установок.

Отримане рівняння (3.7) для конвективного теплообміну всередині циліндричного каналу для закрученого потоку теплоносія стосовно до теплообмінних апаратів енергетичних установок може бути представлено у вигляді двох частин, з яких комплекс

$$Nu_d = 0,022 Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1,38}{(x/d)^{0,12}} \quad (3.14)$$

описує тепловіддачу всередині гладкого каналу [106], а отримане узагальнююче рівняння

$$\left[1 + f\left(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0\right) \right] \quad (3.15)$$

враховує вплив на тепловіддачу відношення окружної і осьової складових дотичного напруження.

В загальному випадку критеріальне рівняння тепловіддачі в каналі з закруткою потоку можна представити у вигляді залежності (3.7) якщо визначити залежність (3.15) для відношення окружної і осьової складових дотичного напруження для різних способів закрутки.

Загальний вид рівнянь (1.13), (1.15) і (1.16) може бути представлений як

$$Nu_x = C_1 \cdot Re_x^{m_1} Pr^{n_1} \varepsilon_\varphi, \quad (3.16)$$

а залежність (3.7)

$$Nu_d = C_2 \cdot Re_d^{m_2} Pr^{n_2} [1 + f(\tau_{\varphi_0} / a\tau_0)]. \quad (3.17)$$

Згідно теорії подібності [86], безрозмірні критерії визначаються як

$$Nu_x = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda}, \quad Nu_d = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}, \quad Re_x = \frac{w \cdot x}{\nu}, \quad Re_d = \frac{w \cdot d}{\nu},$$

і

$$Nu_x = Nu_d \frac{x}{d}, \quad (3.18)$$

а

$$Re_x = Re_d \frac{x}{d}.$$

З урахуванням рівнянь (3.18) з рівнянь (3.16) і (3.17) функція закрутки потоку $[1 + f(\tau_{\varphi_0} / a\tau_0)]$ визначиться наступним чином.

Рівняння (3.17) перетворюється наступним чином

$$Nu_d = \frac{d}{x} \cdot C_1 \cdot Re_x^{m_1} Pr^{n_1} \left(\frac{x}{d}\right)^{m_1} \varepsilon_\varphi = C_1 \cdot Re_x^{m_1} Pr^{n_1} \left(\frac{x}{d}\right)^{m_1-1} \varepsilon_\varphi. \quad (3.19)$$

З рівнянь (3.17) і (3.19) можна отримати

$$f(\tau_{\varphi_0} / a\tau_0) = \frac{\varepsilon_\varphi}{\frac{C_2}{C_1} \cdot Re_d^{m_2-m_1} Pr^{n_2-n_1}} \left(\frac{x}{d}\right)^{m_1-1} - 1. \quad (3.20)$$

Для прийнятих до розгляду способів закрутки потоку функція (3.15) з врахуванням (3.20) визначиться наступним чином.

Для аксіально-лопаткового завіхрювача з рівнянь (1.15), (3.18)...(3.20) отримано

$$\varepsilon_\varphi = \frac{0,022}{0,0306} \frac{Pr^{0,43}}{Pr^{0,4}} 1,38 \frac{(x/d)^{0,2}}{(x/d)^{0,12}} [1 + f(\tau_{\varphi_0} / a\tau_0)].$$

Комплекс $\frac{0,022}{0,0306} \frac{Pr^{0,43}}{Pr^{0,4}} 1,38$, що входить в останнє рівняння, за довідковими даними [41] для газоподібних середовищ (повітря та відпрацьовані гази) в діапазоні температур 100 ... 400°C можна оцінити як

$$\frac{0,022}{0,0306} \frac{Pr^{0,43}}{Pr^{0,4}} 1,38 \cong 0,93 \pm 0,04.$$

Тоді з урахуванням (1.16) шукана функція (3.15) матиме вигляд

$$1 + f(\tau_{\varphi_0} / a \tau_0) = \frac{1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78}}{0,89 \cdot (x/d)^{0,08}}, \quad (3.21)$$

де 0,89 – мінімальне значення комплексу $\frac{0,022}{0,0306} \frac{Pr^{0,43}}{Pr^{0,4}} 1,38$.

Таким чином, результуючий вираз для розрахунку тепловіддачі всередині трубчастих каналів з аксіально-лопатковими завіхрювачами буде мати вигляд

$$Nu_d = 0,022 Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1,38}{(x/d)^{0,12}} \left[\frac{1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78}}{0,89 \cdot (x/d)^{0,08}} \right]. \quad (3.22)$$

Співставлення отриманого рівняння (3.22) з (3.7) виконано для умов теплообміну з врахуванням режимних і геометричних параметрів, приведених у роботах [21, 68], коли число Рейнольдса змінювалось у діапазоні 10000...130000.

Результати співставлення представлені на рис.3.7, де для порівняння також нанесені результати розрахунку тепловіддачі для гладкого каналу (3.14) [37]. Отримані результати показують, що інтенсифікація тепловіддачі з використанням одного аксіально-лопаткового завіхрювача досягає до 14%. Розбіжність між залежностями (3.7) і (3.2) не перевищує 9%.

Отримане рівняння для розрахунку функції закрутки (3.21) аналогічно виразу (1.12), але додатково дозволяє в явному вигляді проаналізувати зміну закрутки потоку по довжині каналу.

Згідно [21, 47], при $\Phi < 0,19$ теплообмін закрученого потоку практично відповідає осьовому потоку в трубі. Зміна функції відношення окружної і

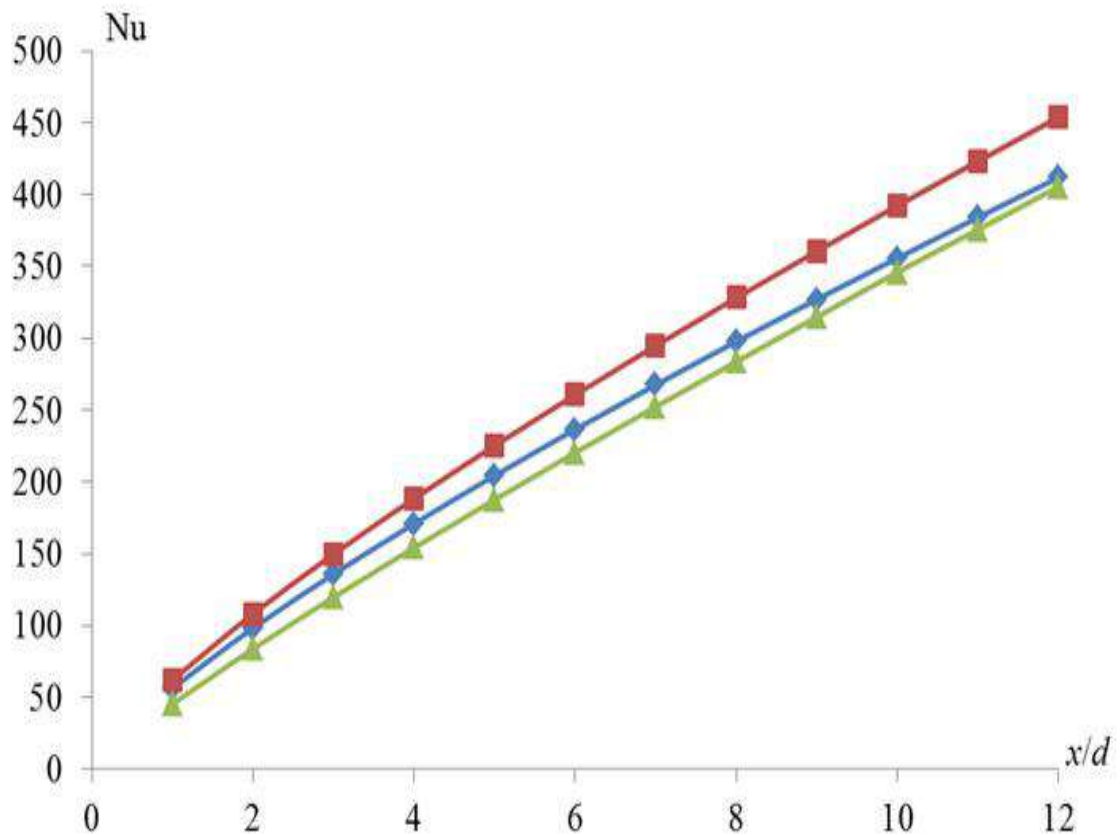


Рисунок 3.7 – Порівняння отриманих результатів: ◆ – значення по залежності (1.13); ■ – значення по залежності (3.22); ▲ – значення по залежності (3.14)

осьової складових дотичного напруження $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ в (3.21) при $\Phi=0,19$ представлена на рис. 3.8.

На рис. 3.8 видно, як затухає закрутка потоку по мірі його переміщення уздовж каналу. При збільшенні відносної довжини каналу x/d функція закрутки (3.15) буде прагнути до одиниці і рівняння (3.7) прийме вид рівняння (3.14).

Представлення функції закрутки у вигляді (3.21) дозволяє оцінити стан закрученого потоку по довжині каналу при різних ступенях його закрутки Φ . Аналіз залежностей функції відношення окружної і осьової складових дотичного напруження $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)=z_1(x/d)$ і $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)=z_2(x/d)$ для вибору

розмірів завіхрювача і ступені закрутки можливий на підставі даних рис. 3.9 і 3.10.

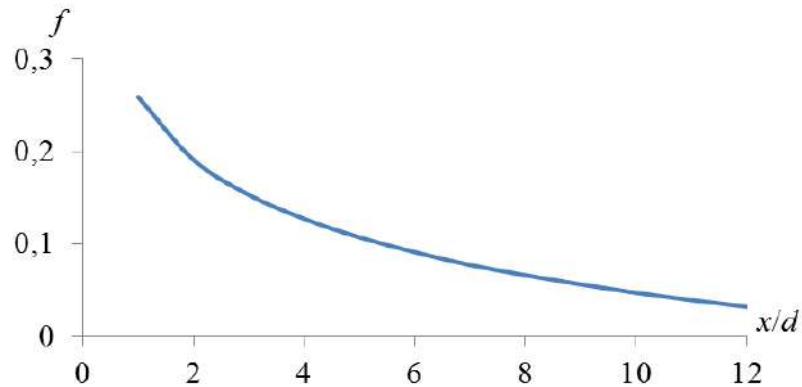


Рисунок 3.8 – Зміна закрутки потоку по довжині каналу при $\Phi=0,19$

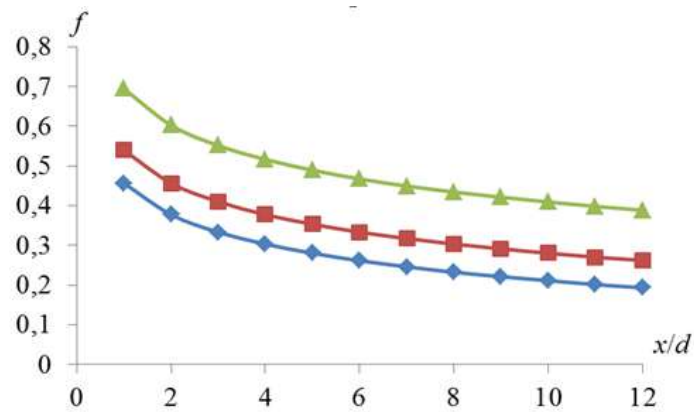


Рисунок 3.9 – Зміна функції $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ по довжині каналу: $\blacklozenge$ – $\Phi=0,6$; $\blacksquare$ – $\Phi=0,8$; $\blacktriangle$ – $\Phi=1,2$.

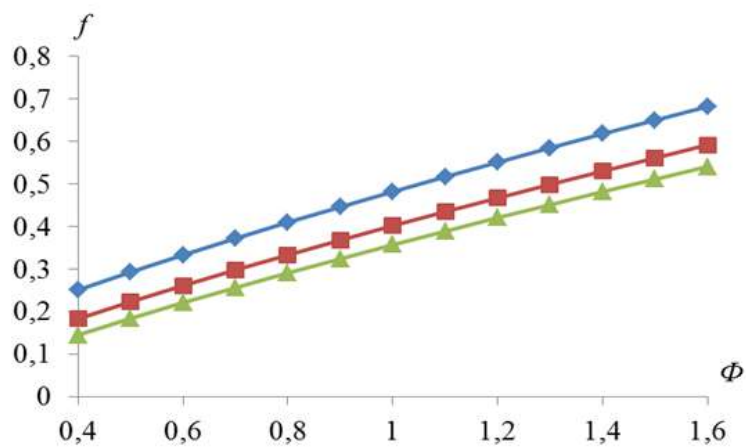


Рисунок 3.10 – Залежність функції $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ від параметра закрутки Φ : $\blacklozenge$ – $x/d=3$; $\blacksquare$ – $x/d=6$; $\blacktriangle$ – $x/d=9$.

Данні рис. 3.9 визначають, во скільки разів зміниться тепловіддача у порівнянні з гладким каналом по довжині самого каналу, а рис. 3.10 дозволяють вточнити геометричні розміри завіхрювача та прослідкувати зміну ступеня закрутки Φ по довжині каналу.

Для тангенційного завіхрювача вираз для розрахунку функції закрутки (3.15) можна отримати шляхом перетворення рівнянь (1.15) і (3.14) до вигляду

$$1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = 1 + 2,65 \exp\left(-\frac{x/d}{13,0}\right). \quad (3.23)$$

Результати розрахунку функції відношення окружної і осьової складових дотичного напруження $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ з вихідними даними [47] в діапазоні відносної довжини каналу 0...12 представлені на рис. 3.11.

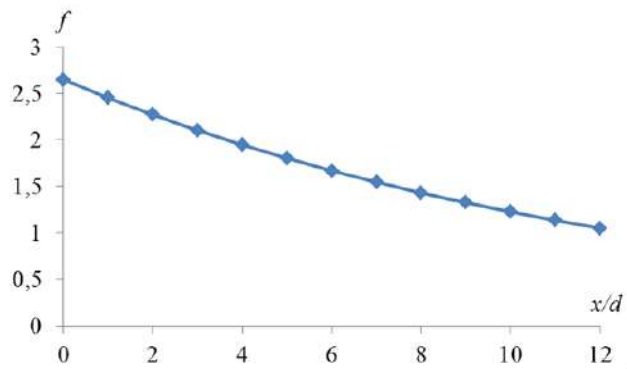


Рисунок 3.11 – Зміна функції $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ по довжині каналу при тангенційно-похилій закрутці

Рівняння для розрахунку функції закрутки при використанні шнекового завіхрювача визначається шляхом перетворення залежностей (1.16) і (3.14) з урахуванням (3.18)

$$1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = 20,75 \cdot \Phi_0^{0,58} [1 + 0,58 \cdot \exp(-0,084x)] Re_d^{-0,3} Pr^{-0,43} x^{-0,88}. \quad (3.24)$$

На рис. 3.12 представлені результати розрахунку функції відношення окружної і осьової складових дотичного напруження $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ для значень числа Рейнольдса $Re=10000$. Аналіз показує, що при цьому значенні числа Re закрутка практично затухає при відносній довжині каналу $x/d=2$.

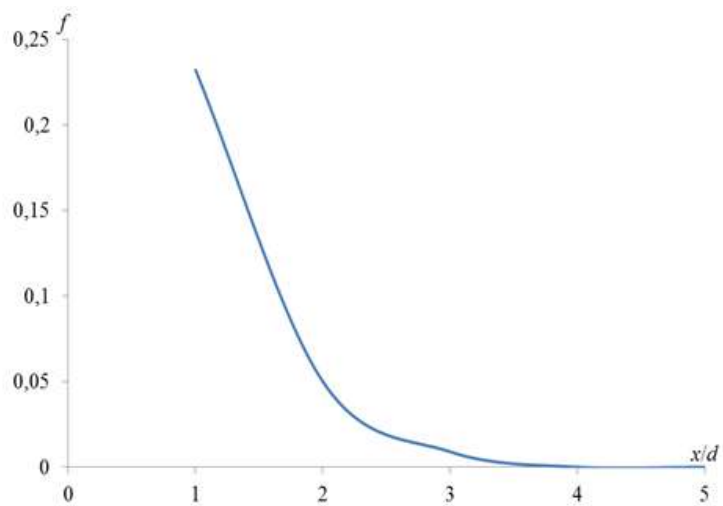


Рисунок 3.12 – Зміна функції $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ по довжині каналу при шнековій закрутці і значенні $Re=10000$

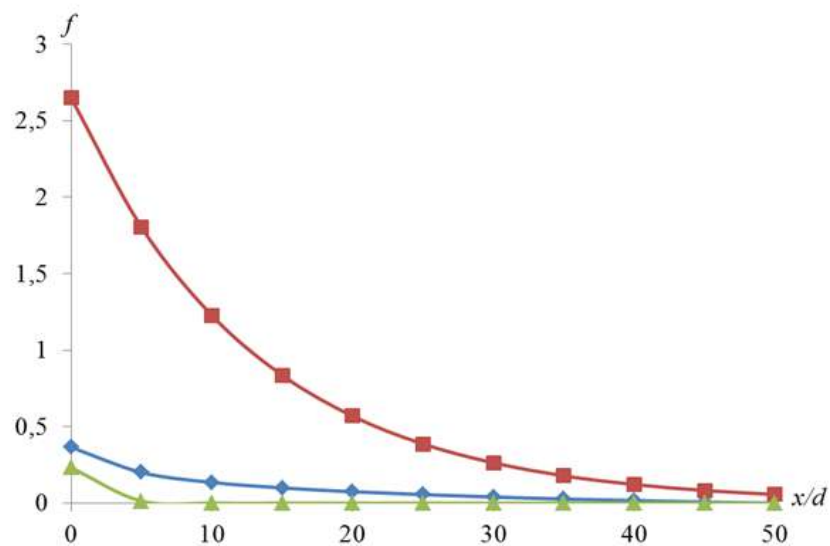


Рисунок 3.13 – Порівняння значень функції відношення окружної та осьової складових дотичного напруження для розглянутих способів закрутки

При більших значеннях Re закрутка затухає практично на початку каналу ($x/d < 1$) і на графіку не показана. Затухання викликане конструкційними особливостями шнекових завіхрювачів [19], які розташовуються по всій довжині каналу.

Результати порівняння значень функції $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = z(x/d)$ для трьох розглянутих типів завихрювачів представлені на рис.3.13. Аналіз отриманих графіків дозволяє визначити відносну довжину каналу для додаткового впливу на потік. Якщо для тангенційного завіхрювача доречне місце додаткової закрутки становить $x/d=30...40$, то для аксіально-лопаткового воно лежить в діапазоні $x/d=20...30$. Використання ж шнекового завихрювача потребує практично постійної закрутки потоку по довжині каналу.

Остаточний спосіб може бути обраний тільки з урахуванням конструктивних особливостей трубчастих каналів теплопередавальних пристроїв.

Використовуючи аналогію Рейнольдса між гідродинамічним опором і тепловіддачею можна припустити, що опір каналу з закруткою потоку f_k може бути розрахований як

$$f_k = f_0 \cdot [1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)] \cdot A, \quad (3.25)$$

де $f_0 = \frac{0,316}{Re^{0.25}}$ – опір гладкого каналу, який розраховується по формулі Блазіуса [37], A – корегуючий множник між значеннями гідродинамічного опору і коефіцієнтом тепловіддачі.

Для визначення множника A прийняті результати експериментальних досліджень для тангенційної закрутки потоку з відкритим виходом [30].

Корегуючий множник A визначений у вигляді функції від відносної довжини каналу x/d у формі

$$A = 3,5288 \cdot \exp(-0.048 \cdot \bar{x}). \quad (3.26)$$

Порівняльний розрахунок по залежності (3.25) з урахуванням (3.26) представлений на рис. 3.14.

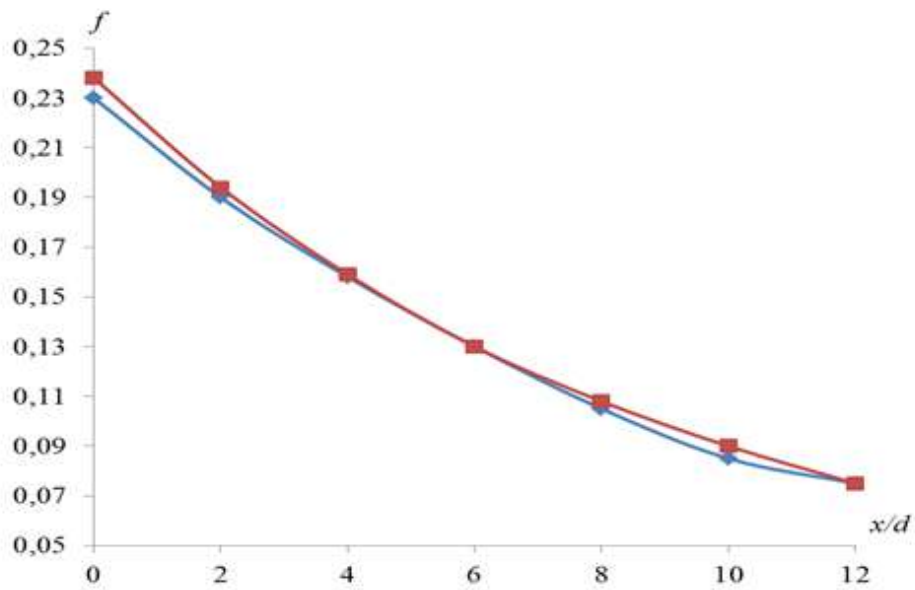


Рисунок 3.14 – Порівняння розрахункових і експериментальних значень опору каналу з тангенційною закруткою і відкритим виходом: $\diamond$ – данні роботи [38], $\blacksquare$ – результати розрахунку по залежності (3.25)

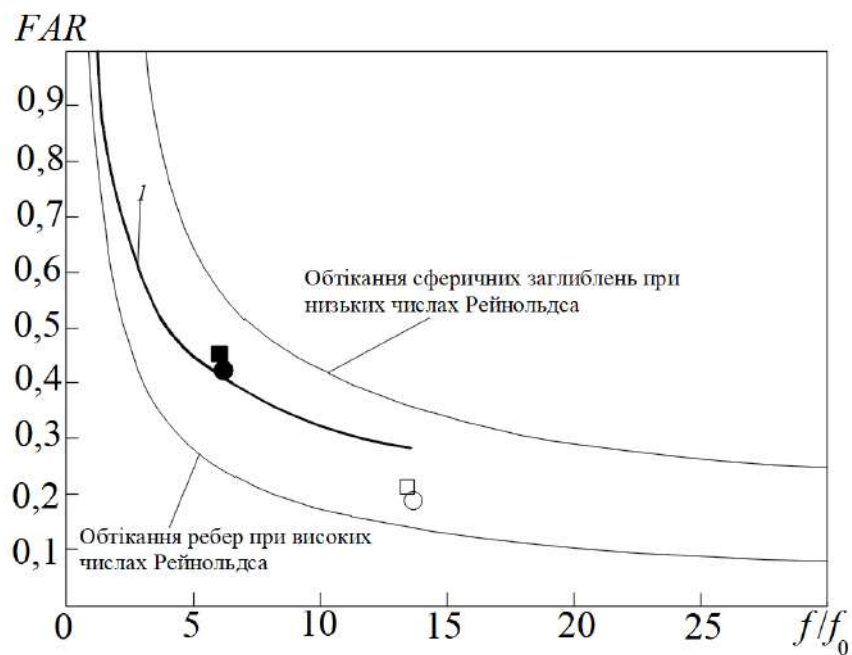


Рисунок 3.15 – Порівняння розрахункових і експериментальних значень показників ефективності тепловіддачі для каналу з тангенційною закруткою і відкритим виходом: $\blacksquare$, $\square$ – данні роботи [38]; $\bullet$, $\circ$ – результати власних розрахунків автора, лінія 1 – розрахунок при $\bar{\alpha} = 0...25$.

Результати показують задовільний збіг, що дозволяє їх використовувати для порівняльної оцінки способів інтенсифікації тепловіддачі.

Порівняльна оцінка ефективності способів закрутки потоку, яка виконана за показником FAR (1.9) і залежностям, що отримани вище, представлена на рис. 3.15.

Розбіжність отриманих результатів не перевищує 9 %.

Розрахунок при $\bar{x} = 0...25$ (лінія 1) показує, що при збільшенні відносної довжини каналу значення FAR і f/f_0 прагнуть до одиниці, тобто у міру просування по каналу течія наближається до потоку без закрутки. При цьому, сама лінія не виходить за лінію обтікання ребер при високих числах Рейнольдса, яка, згідно з [21] є нижньою межею для всіх відомих інтенсифікаторів.

Особливістю аксіально-лопаткових завіхрювачів є залежність їх ефективності не тільки від протяжності каналу, а й від ступеня закрутки Φ . На рис.3.16 представлена оцінка залежності показника аналогії Рейнольдса $FAR=f(l/d, \Phi)$. Результати показують порівняно високу теплогідравлічну ефективність навіть на ділянці затухання потоку ($l/d > 20$).

На рис.3.17 представлена залежність $FAR=f(f/f_0)$ для аксіально-лопаткового завіхрювача при $\Phi=0,4$.

Таким чином, маючи необхідне значення показника FAR та використовуючи залежності, аналогічні рис.3.16 для завіхрювачів, що, використовуються, можна визначити необхідну ступінь закрутки Φ , а згідно рис.3.17 – визначити гідродинамічний опір завіхрювача для визначення значення FAR_k .

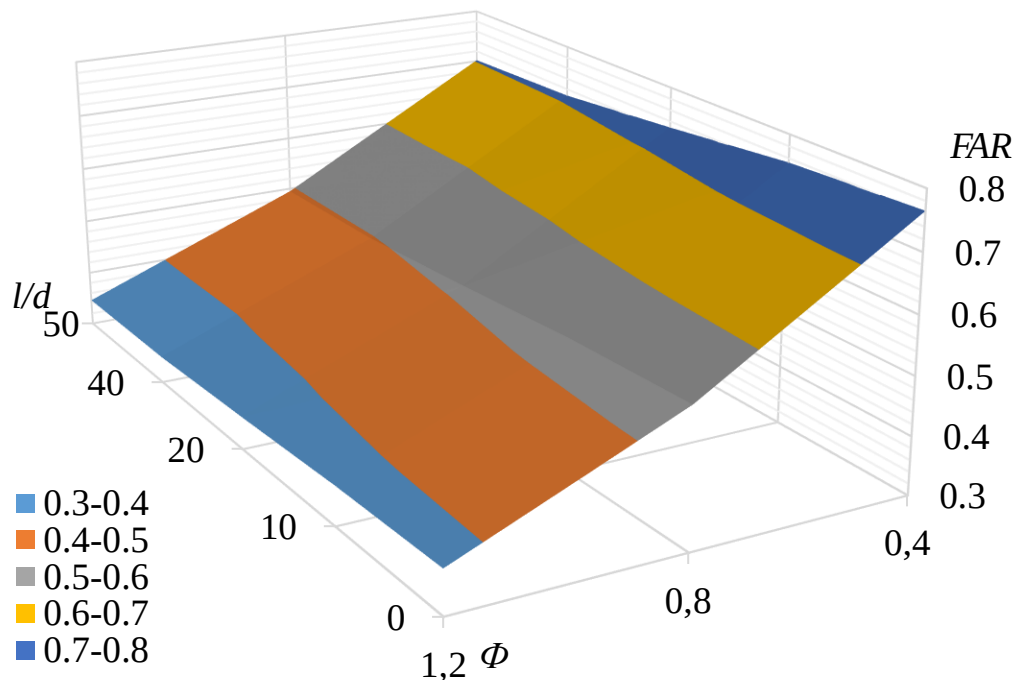


Рисунок 3.16 – Залежність фактору аналогії Рейнольдса $FAR=f(l/d, \Phi)$ для аксіально-лопаткових завіхрювачів

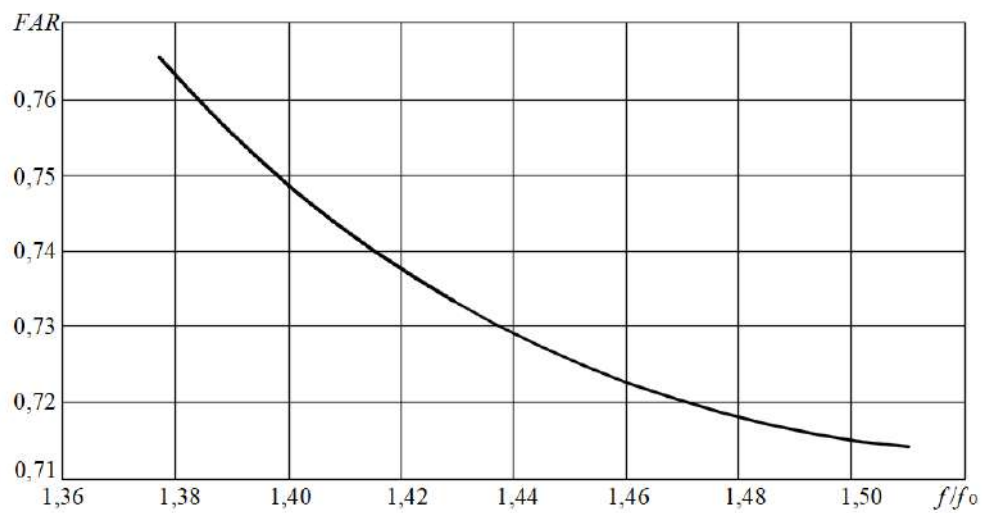


Рисунок 3.17 – Залежність $FAR=f(f/f_0)$ для аксіально-лопаткового завіхрювача при $\Phi=0,4$

При течії всередині каналів з шорсткою стінкою. Для більш коректного аналізу і узагальнення результатів досліджень тепловіддачі в теплообмінних апаратах з шорсткими каналами необхідно, на підставі рівняння Лайона, отримати математичний вираз для визначення коефіцієнта тепловіддачі шорстких поверхонь з урахуванням розподілу швидкостей на перепад температур ядрі потоку і залежності товщини в'язкого підшару від режиму течії. При цьому доречно в якості визначального фактору прийняти висоту шорсткості, яка практично розповсюджена у вигляді нанесених накаток, лунок, виступів.

Таким чином, необхідно отримати узагальнену залежність впливу висоти шорсткості на інтенсивність теплообміну з урахуванням гідродинамічного опору. Для цього:

- визначена залежність впливу розміру шорсткості на коефіцієнт тепловіддачі трубчастих каналів;
- виконано обґрунтування достовірності отриманого розв'язання шляхом порівняння з даними інших авторів;
- встановлені особливості впливу розмірів шорсткості на комплексну ефективність тепловіддачі.

Розрахункова схема тепловіддачі в трубі з шорсткими стінками представлена на рис. 3.18.

Для турбулентного режиму течії теплоносія згідно положенням гідродинамічної теорії теплообміну [45] задача, що розглядається, може бути зведена до рівняння енергії для вісесиметричного стаціонарного потоку

$$t_{R-\delta} - t_{ж} = \frac{4 \cdot q_{ст} \cdot (R - \delta)}{\lambda} \int_0^{1-\frac{\delta}{R}} \left[\frac{\int_0^{\frac{r}{R}} \frac{w_x}{w_x} \frac{r}{R} d\left(\frac{r}{R}\right)}{\left(1 + \frac{\lambda_{\Gamma}}{\lambda}\right) \left(\frac{r}{R}\right)} \right]^2 d\left(\frac{r}{R}\right) = \frac{4 \cdot q_{ст} \cdot R \cdot \left(1 - \frac{\delta}{R}\right)}{\lambda} \int_0^{\frac{\delta}{R}} \left[\frac{\int_0^{\frac{r}{R}} \frac{w_x}{w_x} \frac{r}{R} d\left(\frac{r}{R}\right)}{\left(1 + \frac{\lambda_{\Gamma}}{\lambda}\right) \left(\frac{r}{R}\right)} \right]^2 d\left(\frac{r}{R}\right). \quad (3.27)$$

У цьому виразі w_x – осьова складова швидкості теплоносія в примежовому шарі; $q_{ст}$ – густина теплового потоку на поверхні; R – внутрішній радіус каналу; x, r – поточні осьова і радіальна координати, $\delta_{ш}, \delta_v$ – розміри шорсткості і товщини в'язкого підшару.

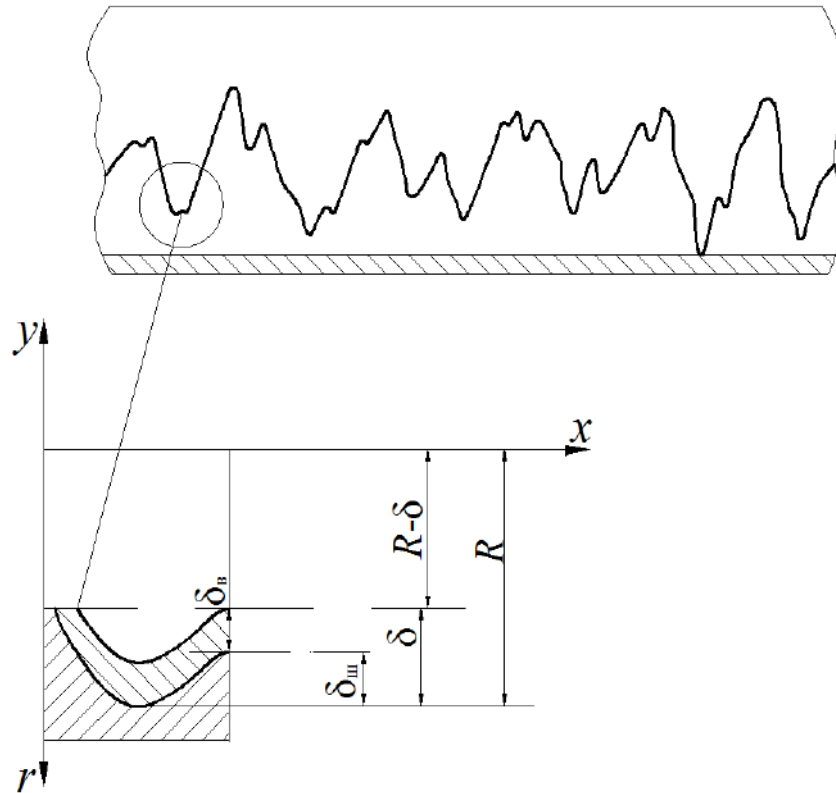


Рисунок 3.18 – Елемент шорсткої поверхні і розрахункова схема задачі

Співмножник $\left(1 + \frac{\lambda_r}{\lambda}\right)$, що входить до рівняння (3.27), що є відношенням коефіцієнта турбулентного перенесення теплоти до коефіцієнта теплопровідності, представляється за допомогою значень турбулентного числа Прандтля і турбулентної динамічної в'язкості наступним чином

$$1 + \frac{\lambda_r}{\lambda} = 1 + \frac{\rho \cdot c_p \cdot \varepsilon_q}{\lambda} = 1 + \frac{\varepsilon_q}{\varepsilon_s} Pr \frac{\mu_T}{\mu} = 1 + \beta Pr \frac{\mu_T}{\mu} = 1 + \frac{Pr}{Pr_T} \frac{\mu_T}{\mu}. \quad (3.28)$$

Співмножник $\frac{1}{Pr_T}$ є функцією відносного радіусу каналу $\left(\frac{r}{R}\right)$ і може бути

оцінений наступним чином [45]

$\frac{r}{R}$	1	0,8	0,5	0,2	0,1
$\frac{1}{Pr_T}$	1,02	1,1	1,2	1,4	1,5

Параметр турбулентної в'язкості $\frac{\mu_t}{\mu}$ дорівнює

$$\begin{aligned} \frac{\mu_t}{\mu} &= \frac{w_*^2 \cdot \rho}{\mu \cdot \frac{d}{dr} \left[w_* \left(\frac{1}{\chi} \ln \left(\frac{R-r}{\delta} \right) + B \right) \right]} = \frac{w_*^2 \cdot \rho}{\mu \cdot w_* \cdot \frac{1}{\chi} \cdot \frac{\delta}{R-r} \cdot \left(-\frac{1}{\delta} \right)} = -\frac{w_* \cdot 2R}{\frac{\mu}{\rho}} \frac{\chi}{2} \left(1 - \frac{r}{R} \right) = \\ &= -\frac{Re_{*d}}{2} \cdot \chi \cdot \left(1 - \frac{r}{R} \right) - 1 \end{aligned} \quad (3.29)$$

В результаті рішення рівняння (3.27) з урахуванням (3.28), (3.29) і з урахуванням розподілу швидкостей на перепад температур в турбулентному ядрі потоку і залежності товщини в'язкого підшару від режиму течії та приведення результатів до безрозмірного виду отримана критеріальна залежність для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі з шорсткими стінками у вигляді

$$Nu_d = \frac{\alpha \cdot 2R}{\lambda} = \frac{q \cdot 2R}{\Delta t \cdot \lambda} = \frac{0,2 Re_{*d}}{2 \left(1 - \frac{\delta}{R} \right) \{PAR1\} + \frac{1}{2} \ln[PAR2]}, \quad (3.30)$$

де $PAR1$ і $PAR2$ – комплексні параметри, які залежать від геометричних розмірів шорсткості і які визначені в процесі розв'язання задачі наступним чином:

$$\begin{aligned} PAR1 &= -A_4 \ln \frac{\delta}{R} - \frac{1}{4} A_6 \ln \frac{\delta}{R} \ln^2 \left[1 - \frac{\delta}{R} \right]^2 + \ln \left(1 - \frac{\delta}{R} \right) \left\{ \left(1 - \frac{\delta}{R} \right) \left[1 - \frac{1}{2} A_6 + \frac{1}{2} A_6 - \frac{1}{2} A_6 \right] + \right. \\ &+ \frac{1}{2} A_6 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(1 - \frac{\delta}{R} \right)^n}{n^2} - \frac{1}{8} A_6 \left(1 - \frac{\delta}{R} \right)^2 + \frac{1}{18} A_6 \left(1 - \frac{\delta}{R} \right)^3 + \frac{1}{8} A_6 \left. \right\} + \ln^2 \left(1 - \frac{\delta}{R} \right) \left\{ -\frac{1}{4} A_6 \left(1 - \frac{\delta}{R} \right) + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{3}{8} A_6 \left(1 - \frac{\delta}{R}\right)^2 + \frac{1}{12} A_6 \left(1 - \frac{\delta}{R}\right)^3 \Big\} + \left[1 - \frac{\delta}{R}\right] \left\{ -3A_4 - \frac{1}{2} A_6 \right\} + \left[1 - \left(\frac{\delta}{R}\right)^2\right] \left\{ \frac{3}{2} A_4 \right\} + \left[1 - \left(\frac{\delta}{R}\right)^3\right] \times \\
& \times \left\{ -\frac{1}{3} A_4 \right\} - \frac{1}{2} A_5 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \left(1 - \left(\frac{\delta}{R}\right)^n\right) + \frac{1}{2} A_5 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n(n+2)} \left(1 - \left(\frac{\delta}{R}\right)^{n+2}\right) - \frac{1}{2} A_5 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n(n+3)} \left[1 - \left(\frac{\delta}{R}\right)^{n+3}\right] + \\
& + \frac{1}{2} A_6 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(1 - \frac{\delta}{R}\right)^n}{n^3} - \frac{1}{2} A_6 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^3} + \left(1 - \frac{\delta}{R}\right)^2 \frac{3}{16} A_6 + \left(1 - \frac{\delta}{R}\right)^3 \frac{1}{54} A_6 \\
PAR2 &= \frac{1 - \frac{\delta_{ш}}{R}}{\frac{\delta_{ш} + 2R}{1 - \frac{C}{Re_{*d}}}}
\end{aligned}$$

де $C=70$ для течії з повним проявом шорсткості [45].

Коефіцієнти, що входять, визначені через геометричні параметри як

$$\begin{aligned}
A_4 &= \left(0,25 + \frac{3,125}{2,5 \ln \frac{R}{\delta_{ш}} + 4,75} \right)^2, \quad A_5 = 2 \left(0,25 + \frac{3,125}{2,5 \ln \frac{R}{\delta_{ш}} + 4,75} \right) \times \left(0,25 + \frac{3,125}{2,5 \ln \frac{R}{\delta_{ш}} + 4,75} \right), \\
A_6 &= \left(\frac{2,5}{2,5 \ln \frac{R}{\delta_{ш}} + 4,75} \right)^2.
\end{aligned}$$

Для аналізу отриманого рішення шорсткість трубчастих каналів поділена на дві групи – *нерегулярна* (або технічна) і *регулярна*. Перший тип шорсткості обумовлений особливостями виготовлення і експлуатації трубчастих каналів, другий – це нанесена на труби дискретна шорсткість у вигляді лунок, накаток і т.п. Порівняння отриманого рішення по першому типу шорсткості приведено на рис.3.19. Розрахунки проведені для висоти елементу шорсткості $\delta_{ш} = 0,5$ мм і діаметру труби $d=22$ мм.

Аналіз отриманого порівняння показує, що у вказаному діапазоні зміни чисел Рейнольдса при значеннях $\delta_{ш}/R$ від 0,045 до 0,091 розраховані значення чисел Нусельта по виразу (3.57) задовільно погоджуються з результатами [48,

50] і при кроках елемента шорсткості до 10 мм різниця в отриманих результатах не перевищує 10%.

На рис.3.20 представлено порівняння результатів отриманого рішення з результатами роботи [122]. Розбіжність експериментальних даних з даними, розрахованими по отриманій аналітичній залежності не перевищує 14% при $\delta_{ш}/R = 0,67 \dots 0,9$. При цьому максимальна розбіжність спостерігається в каналі з $H/d=1,11$ при числах Re більше 35000. Аналогічне розходження отриманого теоретичного рішення з експериментальними даними [123] спостерігається і для труб з регулярною шорсткістю у вигляді кільцевих накаток, що представлено на рис.3.21

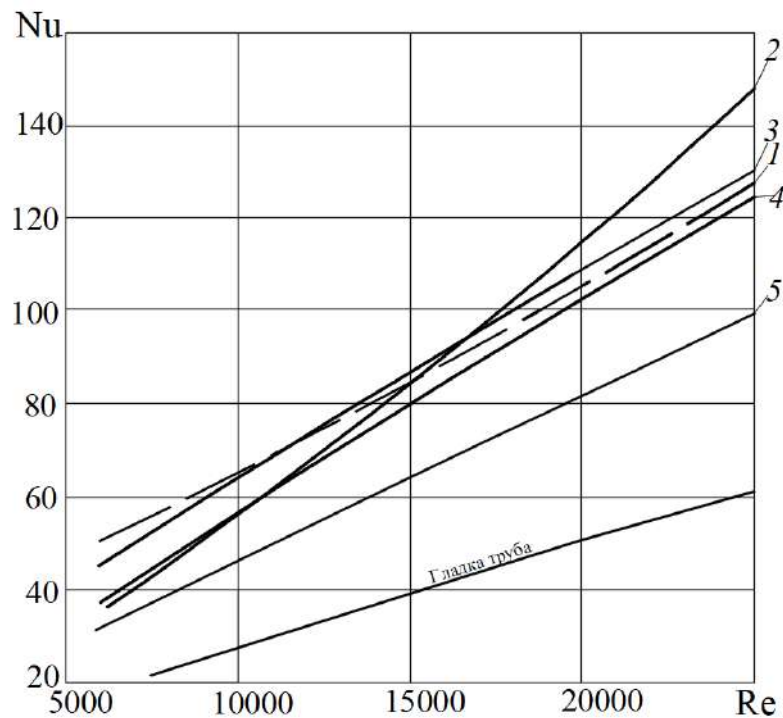


Рисунок 3.19 – Порівняння результатів отриманого рішення з результатами інших дослідників: 1 – розрахунок по залежності (3.30); 2 – результати [48]; 3 – результати [51] при кроці шорсткості $s = 5$ мм; 4 – результати [51] при $s = 10$ мм, 5 – результати [50] при $s = 20$ мм

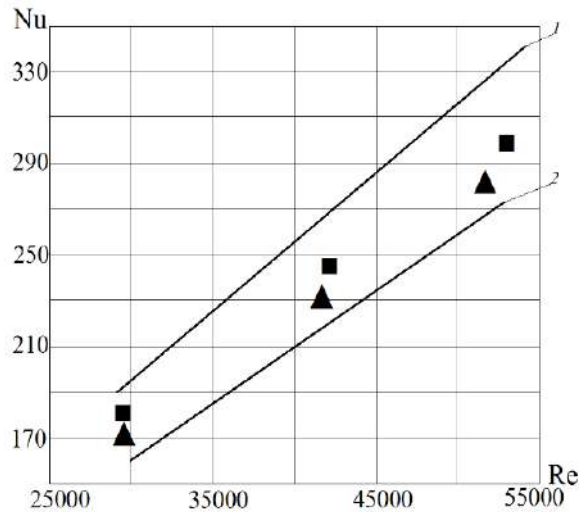


Рисунок 3.20 – Порівняння отриманого рішення з експериментальними даними для регулярної шорсткості – лунки (H – висота каналу, d – діаметр лунки): 1, 2 – розрахунок по залежності (3.30) при $H/d=1,11$ і $1,49$ відповідно; ■, ▲ – результати [122] при $H/d=1,11$ і $1,49$ відповідно.

На рис.3.22 представлена залежність показника FAR від числа Re , що отримана при відносних висотах шорсткості δ_w/R від 0,09 до 0,27.

Результати показують порівняно високу ефективність росту тепловіддачі – $FAR > 0,5$. При цьому на кожній кривій, яка відповідає певній висоті шорсткості, спостерігається локальний максимум. Це пояснюється тим, що при подальшому підвищенні швидкості потоку підвищується його турбулізація, відбувається зниження товщини ламінарного підшару, і елемент шорсткості виступає в турбулентне ядро, що створює додатковий опір і знижує ефективність тепловіддачі.

Отримані результати дозволяють обґрунтувати режим течії всередині труб для досягнення максимальної ефективності тепловіддачі. Так максимальна ефективність тепловіддачі при висоті елементу шорсткості $\delta_{ш}=0,001$ м досягається при $Re \approx 6500$. При підвищенні $\delta_{ш}$ максимум ефективності вже визначається числом $Re \approx 6000$ і нижче.

На рис. 3.23 представлено порівняння розрахованих значень фактору аналогії Рейнольдса (1.7) з даними для інших способів інтенсифікації теплообміну [44].

Аналіз показує їх порівняно високу ефективність $0,5 < FAR < 0,97$ при помірному рості гідродинамічного опору $f/f_0 \leq 5,5$. По фізичній картині течії отримані результати схожі зі сферичними виступами у прямокутному та круглому каналах, що підтверджує достовірність отриманих результатів.

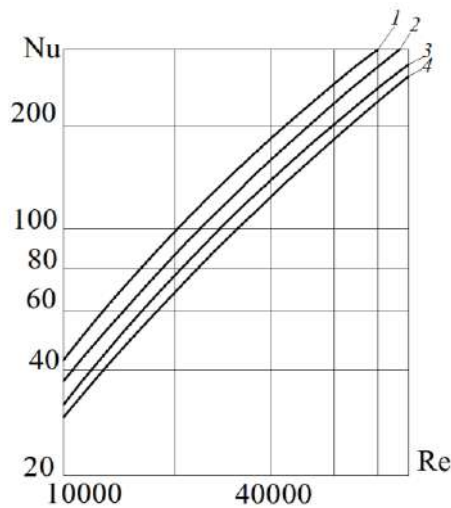


Рисунок 3.21 – Порівняння отриманого рішення з експериментальними даними для регулярної шорсткості – накатки (d – внутрішній діаметр накатки, D – внутрішній діаметр труби): 1, 3 – розрахунок по залежності (3.30) відповідно при $d/D=0,9$ і $0,95$ ($\delta_w/R=0,1$ і $0,05$); 2, 4 – результати [123] відповідно при $d/D=0,9$ и $0,95$

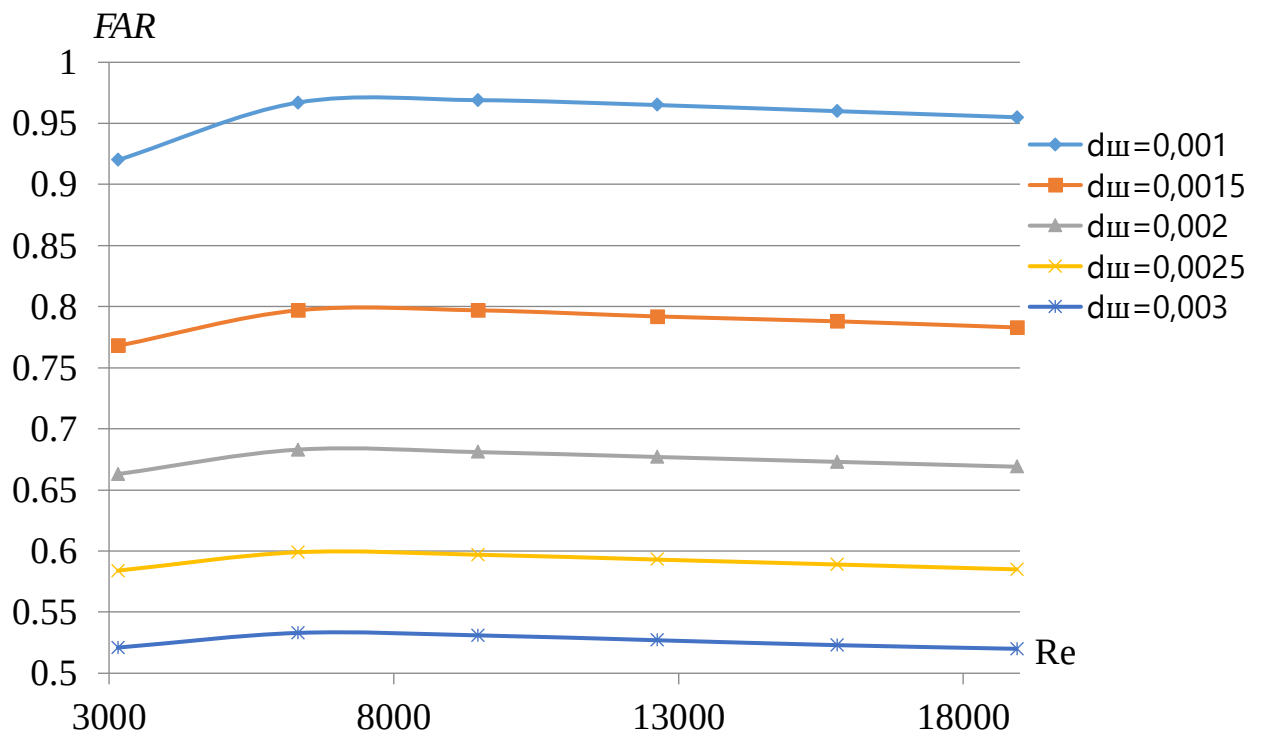


Рисунок 3.22 – Залежність фактору аналогії Рейнольдса FAR від числа Рейнольдса при різних висотах шорсткості δ_w , м ($\delta_w/R=0,09$ до $0,27$).

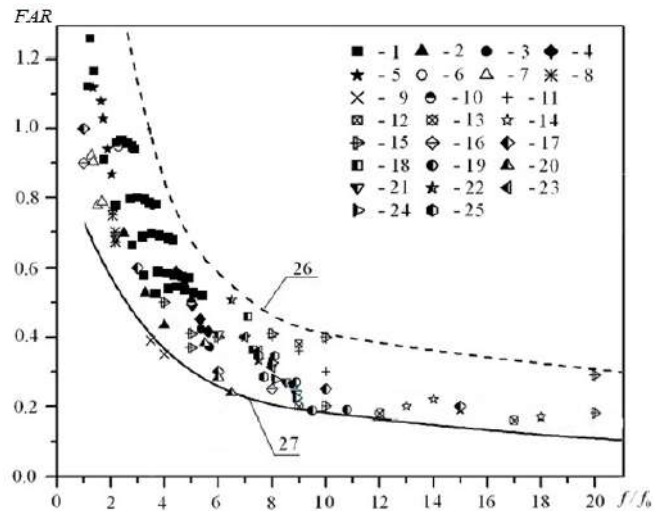


Рисунок 3.23 – Порівняння отриманих значень фактору аналогії Рейнольдса з даними для різних способів інтенсифікації теплообміну: позначення 1 – 27 аналогічні позначенням рис.1.25, ■ – результати власних розрахунків автора.

3.2. Оцінка теплогідравлічної ефективності при зовнішньому обтіканні поверхонь.

Кількість теплоти, що передається до елемента теплопередавальної поверхні енергетичної установки при зовнішньому обтіканні визначається на підставі рівняння тепловіддачі як [37]

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t.$$

Оскільки коефіцієнт тепловіддачі α залежить від багатьох факторів – форми поверхні, теплофізичних параметрів теплоносіїв і т.і., то для підвищення теплового потоку, що передається, Q доречно підвищувати не просто α , а добуток $\alpha \cdot F$. За умови забезпечення компактності цей добуток повинен прагнути до максимуму при мінімальному об'ємі, тобто

$$\frac{\alpha \cdot F}{V} = \alpha \cdot \frac{F}{V} \rightarrow \max$$

Якщо врахувати, що відношення $F/V = K_{\text{геом}}$ являє собою «геометричний» коефіцієнт компактності, то аналогічно можна представити коефіцієнт «теплогідравлічної» компактності у вигляді

– для процесів тепловіддачі $K_{\text{ПК}}^{\alpha} = FAR_{\alpha} \cdot K_{\text{геом}}$;

– для процесів теплопередачі $K_{\text{ПК}}^k = FAR_k \cdot K_{\text{геом}}$.

Поодинокі труби. Порівняльний аналіз теплогідравлічної ефективності при зовнішньому обтіканні поодиноких труб круглого, еліптичного і плоскоовального перерізу виконано при сталому еквівалентному діаметрі $d_{\text{екв}}$, довжині окружності L і площі поперечного перерізу S в діапазоні значень чисел Рейнольдса 6000...14000, що відповідає умовам суднових теплообмінних апаратів. При розрахунку зовнішнього обтікання труб еліптичного та плоскоовального перерізів прийняті співвідношення напіввісей (a/b) у діапазоні 1,5...2,7. Результати розрахунків залежностей ефективності тепловіддачі $Nu=f(Re)$ та коефіцієнта повного опору $C_D=f(Re)$ представлені на рис.3.24 та 3.25.

Отримані результати дозволили визначити теплогідравлічну ефективність розглянутих поверхонь при тепловіддачі і теплопередачі (рис.3.26 та 3.27).

Локальний максимум ефективності тепловіддачі (рис. 3.26), що спостерігається у діапазоні $Re=10000...11000$ обумовлений сукупним впливом зростанням коефіцієнта тепловіддачі та зниженням коефіцієнту аеродинамічного опору (рис. 3.24, 3.25).

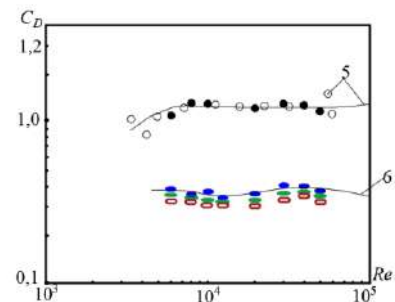
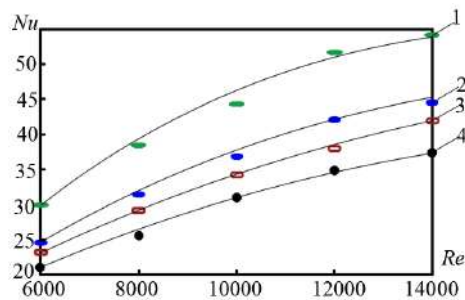


Рисунок 3.24 – Розрахунок залежності ефективності тепловіддачі від числа Рейнольдса: 1 – еліптичний профіль ($a/b=2,5$); 2 – еліптичний профіль ($a/b=2,0$); 3 – плоскоовальний профіль ($a/b=2,7$); 4 – круглий профіль

Рисунок 3.25 – Розрахунок коефіцієнту повного опору від числа Рейнольдса: 1-4 – аналогічно рис. 3.24; 5,6 – данні [141]

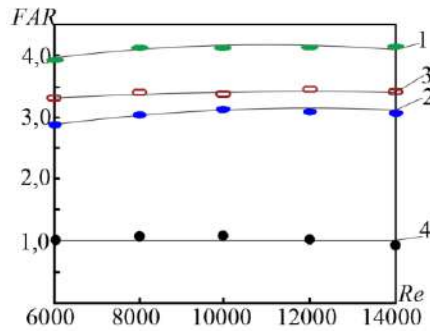


Рисунок 3.26 – Порівняльне моделювання ефективності тепловіддачі для поодиноких теплообмінних профілів різного поперечного перерізу при $d_{\text{екв}} = \text{const}$, позначення аналогічні рис. 3.24

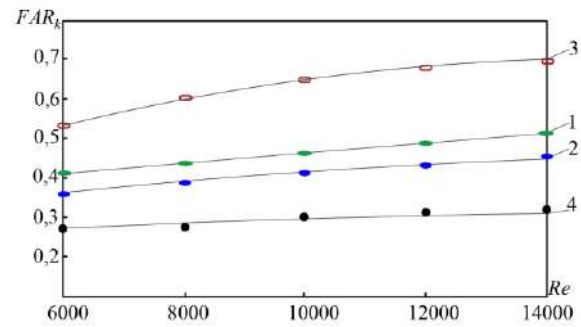


Рисунок 3.27 – Порівняльне моделювання ефективності теплопередачі для поодиноких теплообмінних профілів різного поперечного перерізу при $d_{\text{екв}} = \text{const}$, позначення аналогічні рис. 3.24

Для оцінки геометричної, теплогідравлічної компактності та ефективності при різних співвідношеннях напіввісей прийнятий діаметр труби круглого перерізу $d=0,022$ м. Геометричні характеристики труб плоскоовального перерізу прийняті за даними [113, 114], еліптичного – розраховані за залежностями [124]. Розглянуті три варіанти для порівняння – при сталому еквівалентному діаметрі $d_{\text{екв}}$, довжині окружності L і площі поперечного перерізу S . При розрахунку труб еліптичного та плоскоовального перерізів прийняті співвідношення напіввісей (a/b) у діапазоні 1,5...3,4. Вихідні данні для моделювання зовнішнього обтікання і внутрішньої течії прийняті по результатам роботи [65].

Результати розрахунків представлені на рис.3.28 та 3.29.

В якості базового варіанту при розрахунках FAR_{α} і FAR_k приймалися результати розрахунків труби круглого перерізу.

Аналіз результатів дозволяє зробити наступні висновки. При порівнянні труб з однаковим еквівалентним діаметром кращу ефективність тепловіддачі за показником FAR_{α} мають труби еліптичного перерізу практично у всьому діапазоні співвідношень напіввісей (рис. 3.28). Для еліптичної та

плоскоовальної труби спостерігається локальний максимум теплогідравлічної ефективності тепловіддачі відповідно при $a/b=2,6$ та $2,8$.

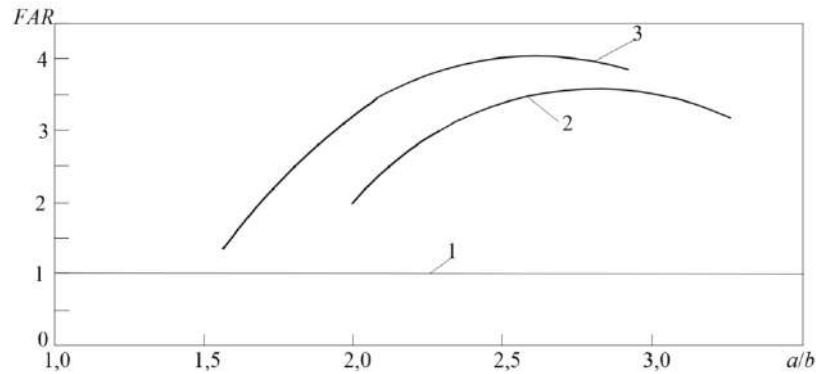


Рисунок 3.28 – Порівняльна характеристика поодиноких профілей в умовах тепловіддачі при $d_{\text{екв}} = \text{const}$: 1 – круг, 2 – плоскоовал, 3 – еліпс

Але в умовах теплопередачі кращі показники теплогідравлічної компактності мають плоскоовальні труби (рис.3.29). При цьому, для труб еліптичного та плоскоовального перерізу локальний максимум коефіцієнтів теплогідравлічної ефективності і компактності спостерігається в області відповідно $a/b=2,5$ та $2,8$.

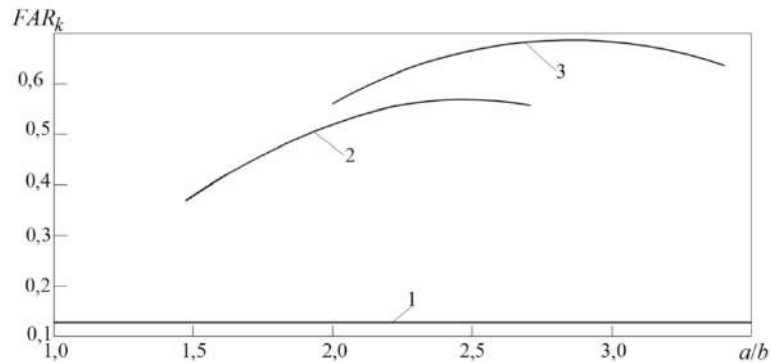


Рисунок 3.29 – Порівняльна характеристика поодиноких профілей в умовах теплопередачі при $d_{\text{екв}} = \text{const}$: 1 – круг, 2 – еліпс, 3 – плоскоовал

Аналогічні результати спостерігаються і при порівнянні труб при однакових довжині окружності L і площі поперечного перерізу S .

Пучки труб. Результати моделювання процесу тепловіддачі у пучках круглих, еліптичних та плоскоовальних труб наведені на рис. 3.30. Результати представлені у вигляді залежності відносного коефіцієнту тепловіддачі та

опору, що визначаються відповідним відношенням коефіцієнтів i -го ряду до третього ряду, по рядах труб (рис.3.30).

Значення отримані за наступних умов:

– температура потоку газів, °С	230...370;
– еквівалентний діаметр поверхні теплопередачі, $d_{\text{екв}}$, м	0,022...0,030;
– поперечний крок поверхні теплопередачі, $s_1/d_{\text{екв}}$	1,1...1,4;
– повздовжній крок поверхні теплопередачі, $s_2/d_{\text{екв}}$	1,5...1,9;
– число Рейнольдса	$(6...14) \cdot 10^3$.
– співвідношення напіввісей еліпсу a/b	2,0...2,6.

Отримано, що стабілізація тепловіддачі та гідродинамічного опору у пучках еліптичних та плоскоовальних труб наступає з четвертого ряду. Значення коефіцієнтів корегування склали – для першого ряду – 0,45, для другого – 0,6, третього – 0,72.

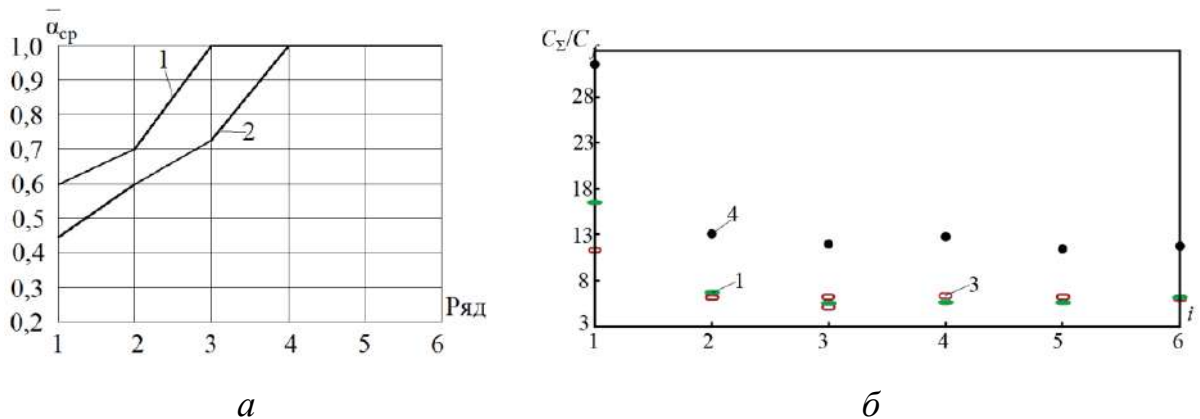


Рисунок 3.30 – Зміна відносних коефіцієнтів тепловіддачі (a) та опору (b) по рядах в пучках: a) 1 – значення для пучка круглих труб [37]; 2 – значення для пучка еліптичних та плоскоовальних труб; b) 1 – еліптичний профіль ($a/b=2,5$); 3 – плоскоовальний профіль ($a/b=2,7$); 4 – круглий профіль

Виконано порівняння ефективності компактних пучків, виконаних з круглих, еліптичних та плоскоовальних пучків. Порівняння виконано для варіантів: модернізації існуючого теплопередавального елементу та проектування нового.

Для випадку модернізації розглянуті варіанти:

- з однаковими відносними кроками $s_1/d_{\text{екв}}$ і $s_2/d_{\text{екв}}$ і однаковою площею бокової поверхні;

- з однаковою кількістю теплопередавальних елементів.

В першому випадку показник теплогідравлічної компактності, розрахований за показником FAR_k , склав відповідно 0,057; 0,056 і 0,055 для круглих, еліптичних та плоскоовальних труб. Але, при цьому, значення відносної зміни об'єму теплообмінної поверхні, а відповідно і всієї установки (за рівнянням (3.34)) склало 0,817 для пучка еліптичних труб і 0,841 – для плоскоовальних. У випадку однакової кількості теплопередавальних елементів показник теплогідравлічної компактності, розрахований за показником FAR_k , склав відповідно 0,072; 0,151 і 0,112 для круглих, еліптичних і плоскоовальних труб.

Для випадку проектування нового теплопередавального елементу розглянутий варіант з однаковим показником геометричної компактності. Значення показника теплогідравлічної ефективності склали відповідно $FAR_k = 0,077$; 0,143 і 0,116 для круглих, еліптичних і плоскоовальних труб.

Таким чином, при заданих геометричних розмірах поверхні теплообміну поверхня теплопередачі, сформована з еліптичних труб, буде більш теплогідравлічно ефективною.

Дослідження ефективності вдосконалення процесів перенесення теплоти при зовнішньому обтіканні гладких профільованих поверхонь виконані шляхом математичного моделювання. Для цього використана математична модель для дослідження процесів перенесення теплоти в трубних пучках, що була обґрунтована та верифікована у другій главі.

Дослідження проведені у діапазоні вихідних даних, характерних для сучасних дизельних та газотурбінних двигунів енергетичних установок та їх теплообмінних апаратів та зазначені вище.

Розрахункова модель, що була прийнята для подальших досліджень процесів тепловіддачі в пучках еліптичних труб представлена на рис. 3.31. Така побудова моделі дозволяє враховувати як поздовжні і поперечні кроки труб, так і взаємний вплив труб одна на одну.

Згідно теорії планування експерименту [109, 110], чисельні значення рівнів факторів при моделюванні приведені у табл.3.1.

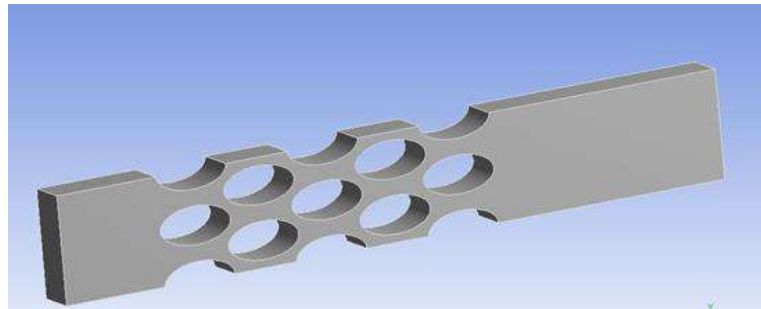


Рисунок 3.31 – Геометрична модель для досліджень тепловіддачі в пучках еліптичних труб

Таблиця 3.1 – Рівні факторів при математичному моделюванні

Фактори	$Re (x_1)$	$\sigma_1(x_2)$	$\sigma_2(x_3)$
Основний рівень (x_0)	10000	1,3	1,7
Інтервал варіювання	4000	0,2	0,2
Нижній рівень	6000	1,1	1,5
Верхній рівень	14000	1,5	1,9

Розрахункова кінцево-елементна сітка для дослідження тепло- і гідродинамічних характеристик при обтіканні пучка еліптичних труб представлена на рис.3.32.

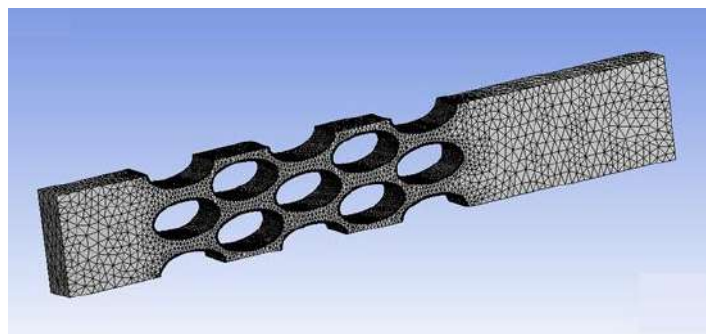


Рисунок 3.32 – Розрахункова сітка для дослідження процесів гідродинаміки і тепловіддачі при обтіканні пучка еліптичних труб

Відмінною рисою обтікання труб не круглого поперечного перерізу є зміна профілю швидкості, і, відповідно, товщин гідродинамічного і теплового примежових шарів. Для врахування цієї особливості застосовується дискретизація розрахунковій сітки біля обтічних поверхонь. Для досліджуваної моделі дискретизація представлена на рис.3.33.

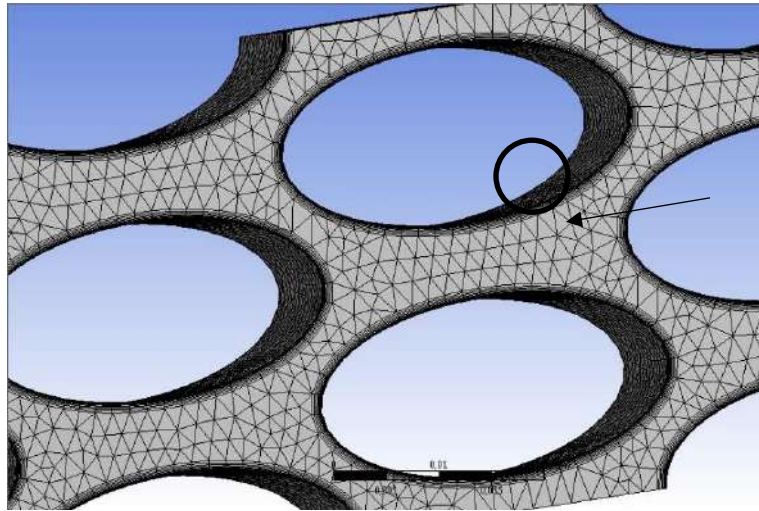


Рисунок 3.33 – Дискретизація розрахунковій сітки біля стінки

Результати чисельного моделювання представлені на рис.3.34-3.37.

На рис. 3.34 показаний розподіл швидкості у розрахунковій області. Аналіз результатів показує наступне.

Розподіл швидкості носить більш рівномірний характер, ніж при обтіканні теплообмінних поверхонь круглого перерізу. У кормовій частині спостерігається менше зниження швидкості, що відповідно обумовлює менше падіння тиску. Формування гідродинамічного примежового шару, яке представлено на рис.3.35 показує, що його відрив відбувається при більшому куті ніж при обтіканні труб круглого перерізу.

На рис. 3.36 та 3.37 представлені розподіл температур в розрахунковій області та формування теплового примежового шару біля поверхні обтікання. Результати показують наявність теплового примежового шару між кутами 100° та 110° , що обумовлює більшу ефективність тепловіддачі при більшій довжині поверхні обтікання та співпадає з результатами теоретичної оцінки для поодинокі труби.

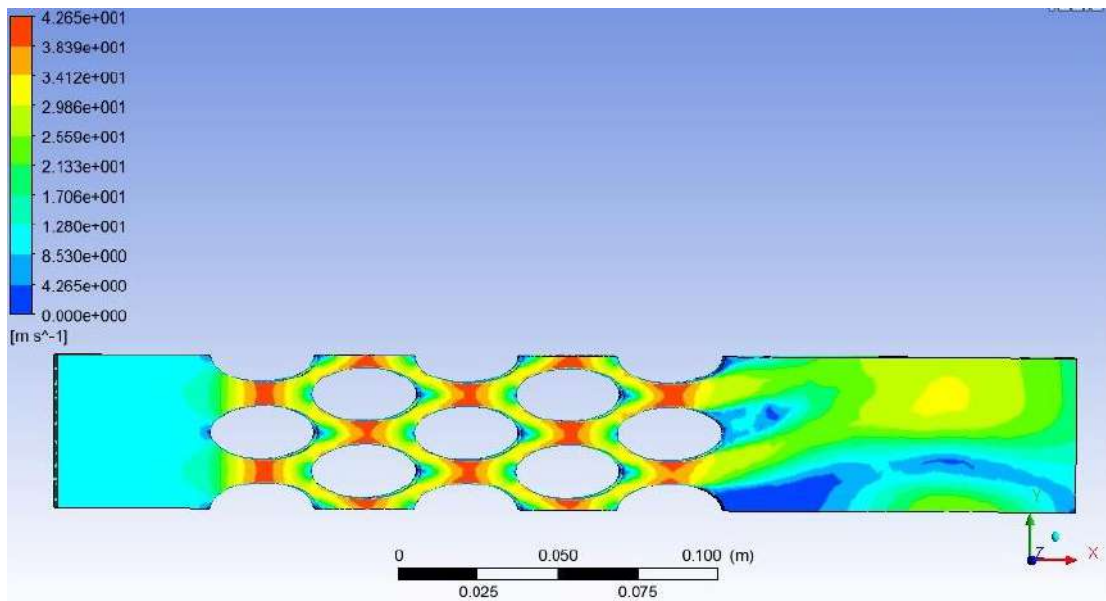


Рисунок 3.34 – Розподіл швидкості потоку у розрахунковій області

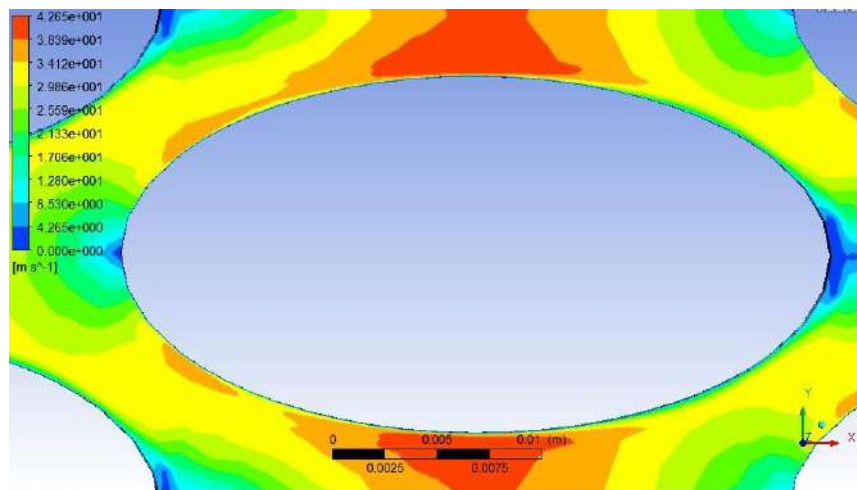


Рисунок 3.35 – Формування гідродинамічного примежового шару біля поверхні обтікання

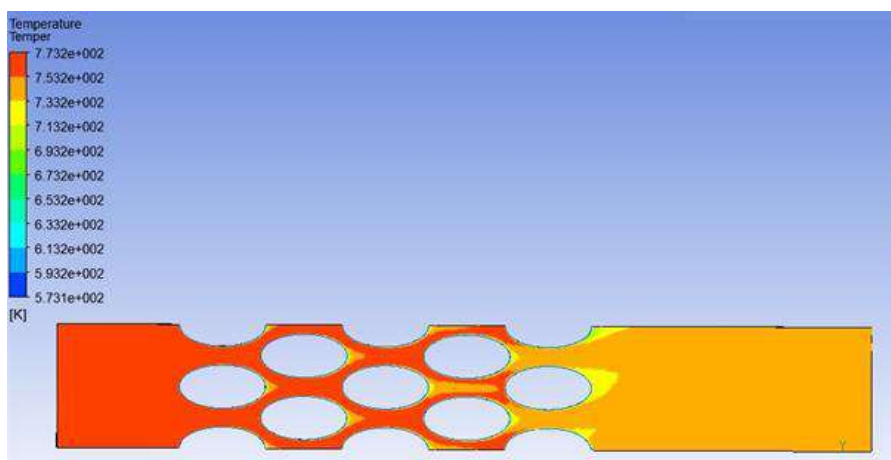


Рисунок 3.36 – Розподіл температур у розрахунковій області

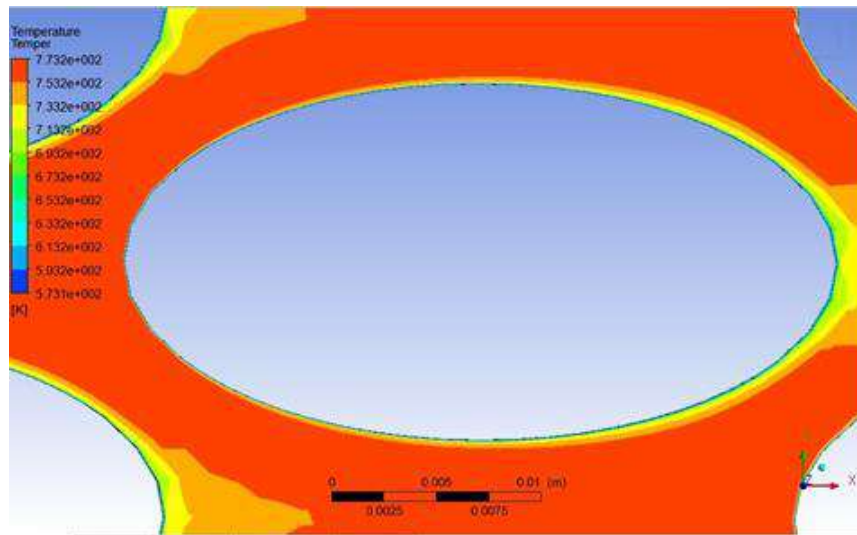


Рисунок 3.37 – Формування теплового примежового шару біля поверхні обтікання

Подальша обробка результатів проводилась з використанням теорії подібності [86]. Результати обробки для розрахунку показника ступеня при числі Re представлені на рис.3.38.

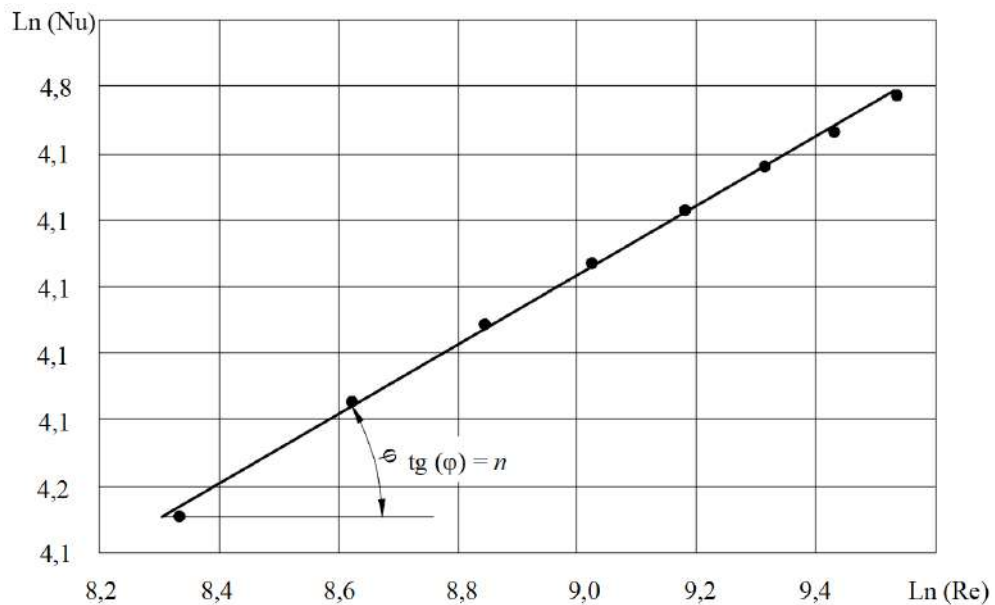


Рисунок 3.38 – Обробка розрахункових даних

Для осереднених значень по поверхні коефіцієнтів тепловіддачі в діапазоні чисел $Re=6000\dots14000$ уточнена залежність

$$Nu = 0,41 \cdot \left(\frac{w_1 \cdot d_{\text{схл}}}{\nu_1} \right)^{0,615} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot C_s \cdot C_z, \quad (3.38)$$

де C_s – коефіцієнт який визначається в залежності від кроків труб при «тісному» компонованні пучків ($0,1 \leq \varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \leq 1,7$) як

$$C_s = 0,95 \cdot \varphi^{-0,1},$$

а σ_1 та σ_2' – відносні поперечні та діагональні кроки пучків, $\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$,

σ_2 – відносний повздовжній крок пучків;

C_z – поправка на кількість рядів труб z_2 по ходу газів

при $z_2 < 10$ і $\sigma_1 \leq 3,0$

$$C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5$$

$$z_2 \geq 10$$

$$C_z = 1,$$

а для коефіцієнту гідродинамічного опору

$$Eu = 0,44 \cdot (\sigma_1 - 1)^{-0,39} \cdot Re^{-0,19} \quad (3.39)$$

На рис.3.39 представлена зміна теплогідравлічної ефективності тепловіддачі при зовнішньому обтіканні пучка еліптичних труб. Отримано, що завдяки зменшенню опору при обтіканні, ефективність тепловіддачі значно зростає.

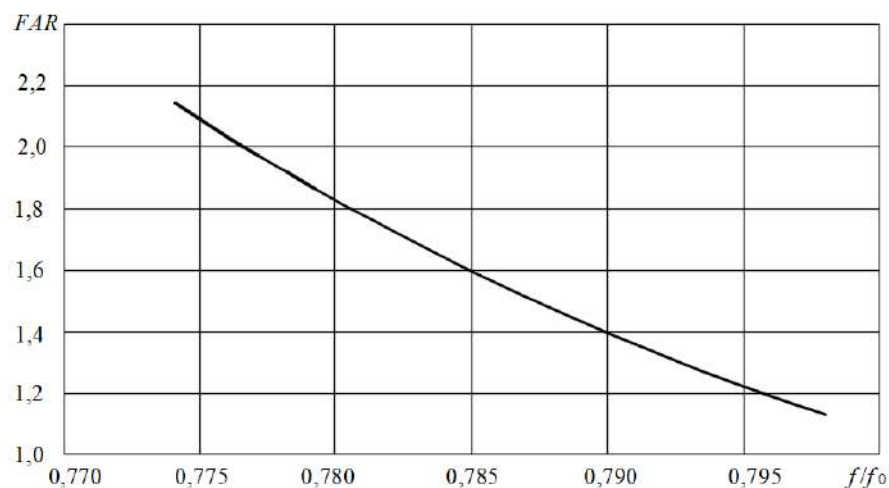


Рисунок 3.39 – Зміна теплогідравлічної ефективності тепловіддачі при зовнішньому обтіканні пучка еліптичних труб

Вдосконалення процесів перенесення теплоти при зовнішньому обтіканні оребрених профільованих поверхонь.

Укрупнено, опір оребреної поверхні теплопередачі можливо представити як

$$f = f_{\text{осн}} + f_{\text{ребр}},$$

де $f_{\text{осн}}$ – опір труби-основи, $f_{\text{ребр}}$ – опір ребер.

Розглянуто два варіанти зниження аеродинамічного опору поверхні: за рахунок профілювання ребер оребреної спіралью-стрічковим оребренням круглої труби лунковими системами та за рахунок профілювання ребер еліптичної труби лунковими системами.

Для визначення місця розташування лунок на ребрах ребро представлено як звичайна пластина і розглянуті зміна коефіцієнта тепловіддачі та процес формування примежового шару по довжині пластини.

Відповідно до [45], зміну товщини примежового шару по довжині пластини можна визначити як

$$\delta(x) = \frac{4,64 \cdot x}{\sqrt{Re(x)} \cdot \sqrt[3]{Pr}} \quad (3.40)$$

де x – поточна координата пластини, а коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha(x) = \frac{3}{2} \frac{\lambda}{\delta(x)} \quad (3.41)$$

Розрахунки проведені в діапазоні чисел $Re=2000\dots12000$, температура потоку, що набігає $t_f=250^\circ\text{C}$, довжина пластини $l=50$ мм. Результати розрахунків представлені на рис.3.40.

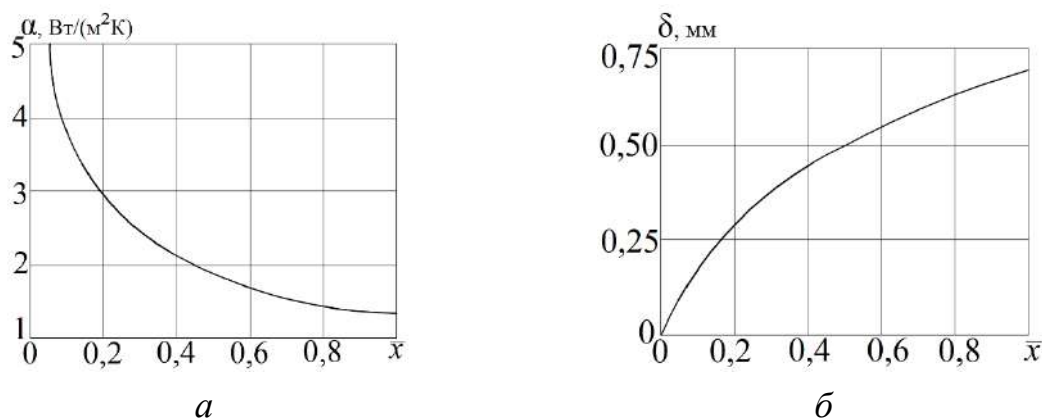
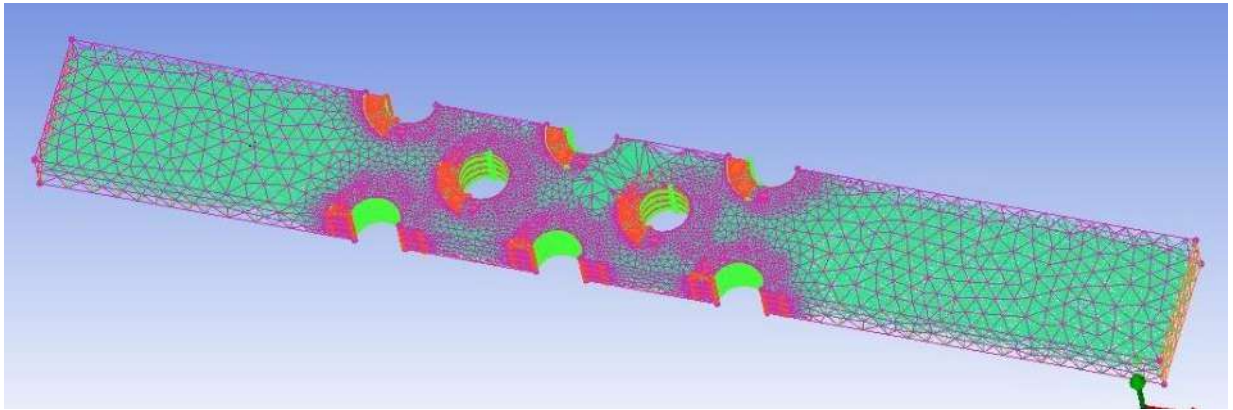


Рисунок 3.40 – Розподіл коефіцієнта тепловіддачі (а) і товщини примежового шару (б) по довжині пластини

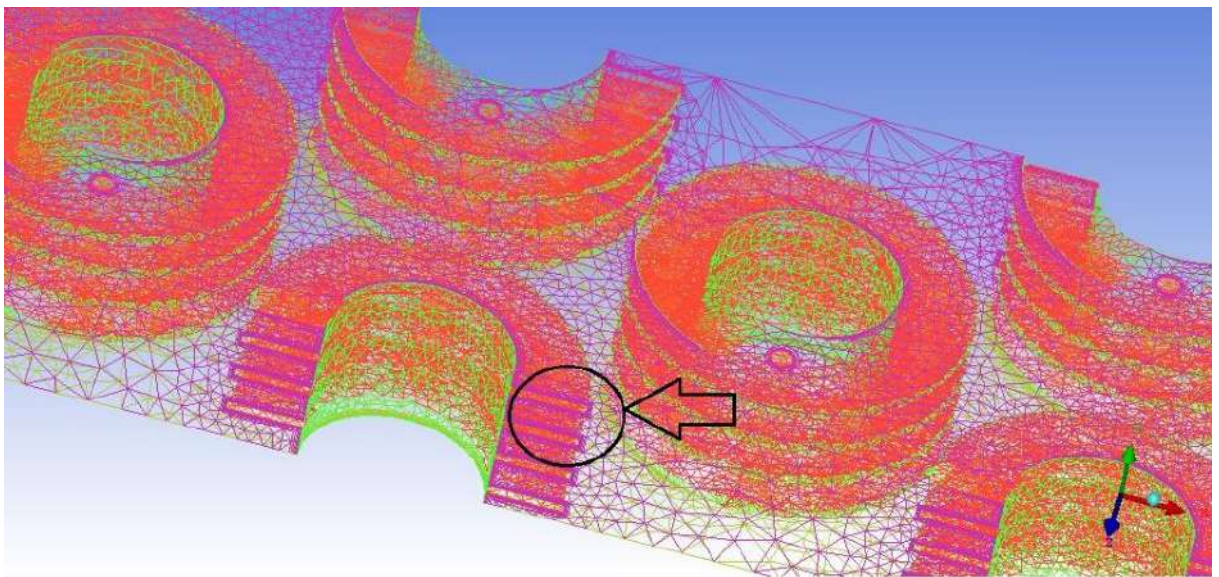
Падіння коефіцієнту тепловіддачі на ділянці $0 \dots 0,2\bar{x}$, де $\bar{x}$ – відносна координата, складає 54%, на ділянці $0,2 \dots 1\bar{x}$ – 46%, на ділянці $0 \dots 0,5\bar{x}$ – 64%, тоді як на ділянці $0,5 \dots 1\bar{x}$ – 36%. При цьому, товщина примежового шару при $\bar{x}=0,2$ складає 0,32 мм, а при $\bar{x}=0,5$ – 0,5 мм. Таким чином, розташування лунок на ребрах виконується, виходячи з отриманих результатів. При цьому, враховуються результати рис.3.22, а саме, що висота елемента шорсткості не повинна виступати за товщину примежового шару.

Режимні характеристики потоку та геометричні характеристики досліджених моделей прийняті аналогічно рис.3.31.

Ефективність процесів перенесення теплоти при профілюванні лунковими системами спірально-стрічкового оребрення з трубою-осовою круглого перерізу. Параметри лункових систем були обрані відповідно до рекомендацій [43] і мали значення $H/d = 0,125 \dots 0,5$ (H – глибина лунки, d – її діаметр). Вісь лунки проходила по центру ребра. Крок лунок – 0,01 м. Для розрахункової моделі, представленої на рис.3.41, діаметр лунки 0,004 м, глибина лунки 0,0015 м. Сітка складається з тетрагональних елементів різного розміру та додаткових пристінних шарів, що покращують якість та точність процесу моделювання турбулентних течій в звужених теплообмінних каналах. Товщина першого примежового шару задається із умов максимально допустимої товщини для даних швидкостей течії та гідродинамічних розмірів тіла. Загальна кількість слоїв примежового шару складає 10.



a)

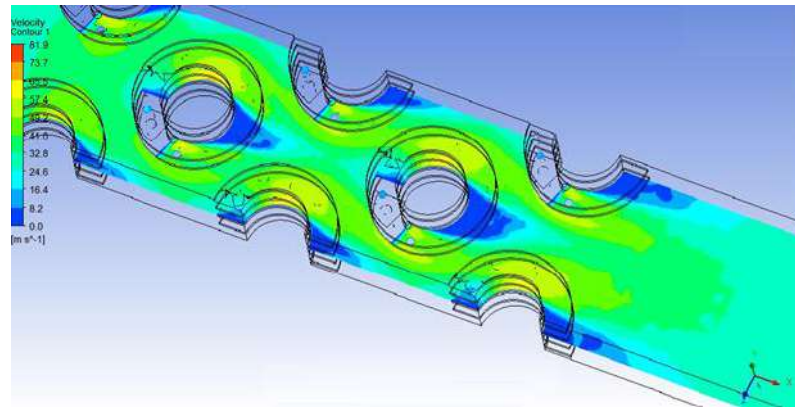


б)

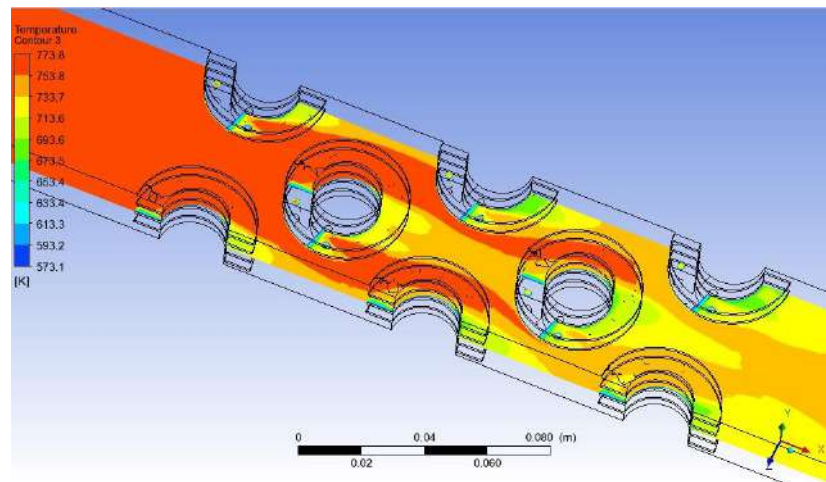
Рисунок 3.41 – Розрахункова модель для дослідження процесів перенесення теплоти в оребрених пучках з лунками: *а)* загальний вигляд; *б)* дискретизація розрахункової сітки

Перебіг теплоносія в поперечному напрямку шахового пучка труб розглядається як течія потоку з криволінійного хвилястого каналу. Візуалізація полів швидкості, температури та тиску представлено на рис.3.42.

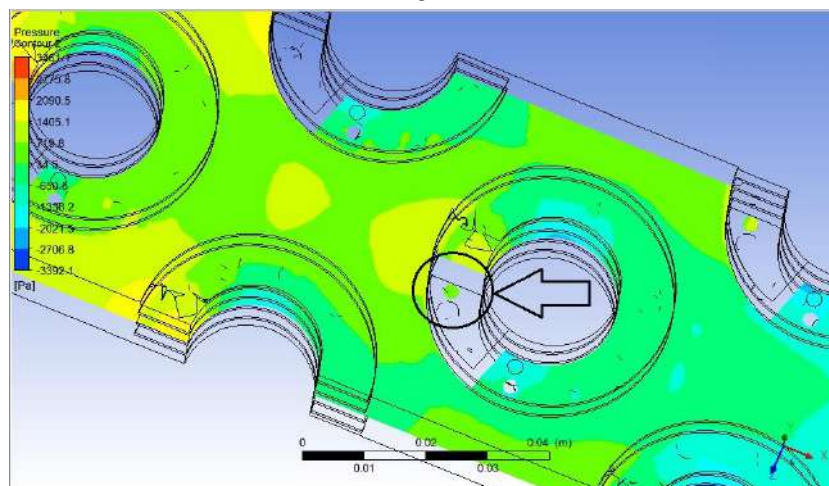
Отриманий розподіл тиску показує, що в районі лунок спостерігається його зниження, що призводить до зниження загального аеродинамічного опору поверхні.



a



б



в

Рисунок 3.42 – Візуалізація течії в каналах трубних пучків з лунками: *a*) поле швидкостей; *б*) поле температур; *в*) поле тисків

Подальша обробка результатів проводилась з використанням теорії подібності [86]. Уточнені наступні залежності для розрахунку коефіцієнтів

тепловіддачі та гідродинамічного опору оребрених поверхонь з лунковими системами мають наступний вигляд:

для коефіцієнту тепловіддачі

$$Nu_f = 0,2035 \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{d_{\text{екв}}}\right)^{0,18} \cdot \left(\frac{h}{d_{\text{екв}}}\right)^{-0,14} \cdot Re^{0,692} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25}, \quad (3.42)$$

де s та h – крок та висота ребер відповідно, м;

для коефіцієнту гідродинамічного опору

$$Eu_f = 3,187 \cdot \varepsilon^{0,5} \cdot Re^{-0,25} \cdot \left(\frac{s_1}{d_{\text{екв}}}\right)^{-0,55} \cdot \left(\frac{s_2}{d_{\text{екв}}}\right)^{-0,5}, \quad (3.43)$$

де ε – коефіцієнт оребрення.

На рис.3.43 представлена залежність $FAR = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)$ для розглянутого випадку обтікання пучка труб зі спіральньо-стрічковим оребренням з лунками.

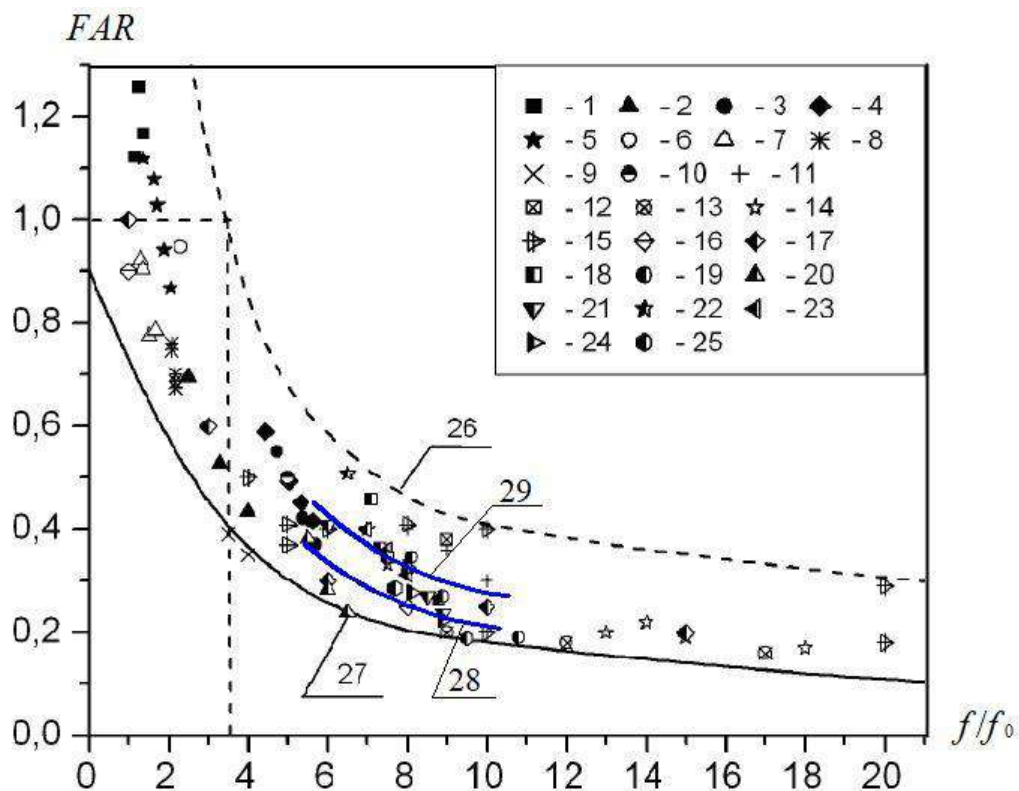


Рисунок 3.43 – Порівняльна теплогідравлічна ефективність обтікання пучка труб зі спіральньо-стрічковим оребренням з лунками: 1-27 – позначення, аналогічні рис.1.25; 28 – результати власних розрахунків автора поверхні з гладкими ребрами; 29 – з профільованими ребрами

Отримано, що виконання на ребрах лункових систем здатна покращити ефективність тепловіддачі майже на 33% при поперечному кроці поверхні теплопередачі $s_1/d_{\text{екв}} = 1,7 \dots 2,2$ та повздовжньому – $s_2/d_{\text{екв}} = 1,3 \dots 1,6$;

Ефективність процесів перенесення теплоти при профілюванні лунковими системами пластинчастого оребрення з трубою-осовою еліптичного перерізу. Параметри лункових систем були обрані відповідно до рекомендацій [43] і мали значення $H/d = 0,1 \dots 0,3$ (H – глибина лунки, d – її діаметр). Для розрахункової моделі, представленої на рис.3.44, діаметр лунки 0,003 м, глибина лунки 0,0005 м.

Схема розміщення лунок на поверхні пластинчастого оребрення представлені на рис.3.44.

В якості першого варіанту був прийнятий варіант, аналогічний [120] з розташуванням лунок по малій осі еліпса (рис.3.44б), варіант в (рис. 3.44в) визначав розташування лунок на початковій і кінцевій ділянках ребра, варіант г (рис. 3.44г) – додаткове розташування лунок в носовій і кормовій частині ребра по великій осі еліпса.

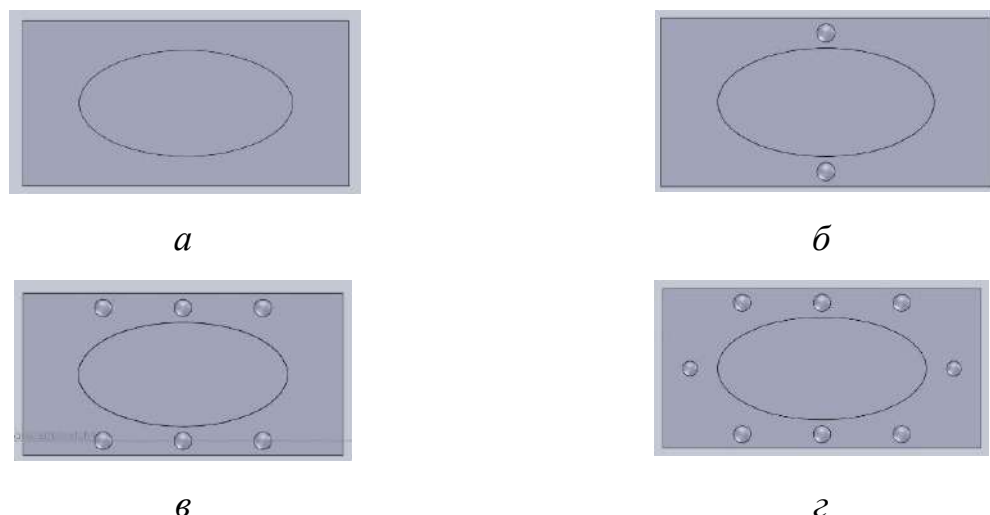


Рисунок 3.44 – Варіанти розташування лунок на ребрі

Ступінь профілювання запропонованих поверхонь визначиться як

$$\gamma = \frac{\text{площа труби основи} + \text{площа лунок}}{\text{площа ребра}},$$

що складе для варіанту 3.4б – 35%, 3.4в – 38%, 3.4г – 39%.

Порівняння ефективності тепловіддачі проводилося за показником фактору аналогії Рейнольдса (1.7). Індекс «0» визначав базовий канал за варіантом 3.44а.

Розрахункова модель з побудованою сіткою для дослідження ефективності використання лункових систем на пластинчастому оребрінні з еліптичною трубою-основою представлена на рис.3.40. Сітка складається з тетрагональних елементів різного розміру та додаткових пристінних шарів. Товщина першого примежового шару задається із умов максимально допустимої товщини для даних швидкостей течії та гідродинамічних розмірів тіла. Загальна кількість пограничних шарів сягає 10.

Компонування розрахункової області представлено на рис.3.45.

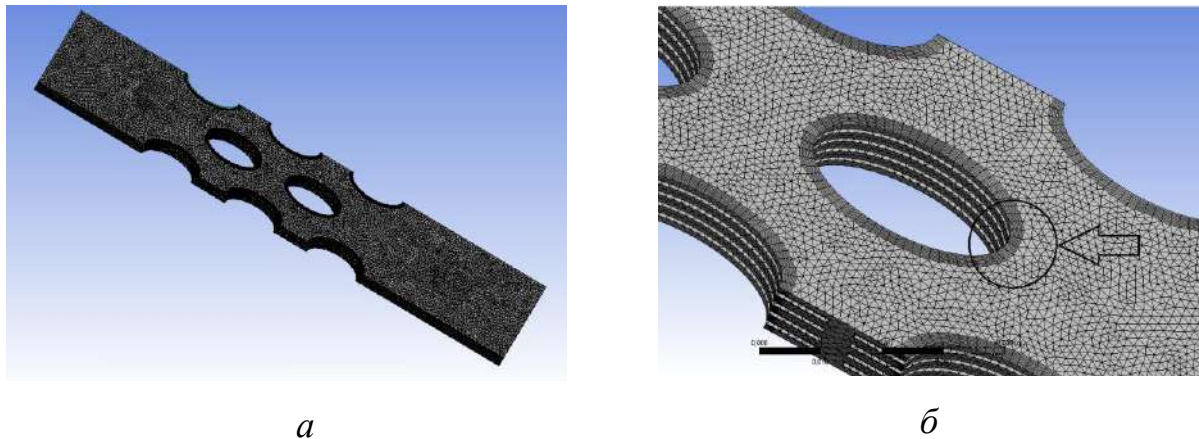


Рисунок 3.45 – Розрахункова модель для дослідження процесів перенесення теплоти в оребренних пучках з лунками: *а)* загальний вигляд; *б)* дискретизація розрахункової сітки

Результати моделювання представлені у таблиці 3.2 та на рис.3.46.

Таблиця 3.2 – Результати оцінки теплогідравлічної ефективності

Re	Варіант б		Варіант в		Варіант г	
	f/f_0	FAR	f/f_0	FAR	f/f_0	FAR
6000	1,15	1,17	1,26	1,51	1,44	1,56
8000	1,19	1,25	1,30	1,60	1,52	1,58
10000	1,22	1,31	1,35	1,65	1,59	1,59
12000	1,26	1,35	1,38	1,69	1,65	1,58
14000	1,29	1,40	1,41	1,72	1,69	1,63

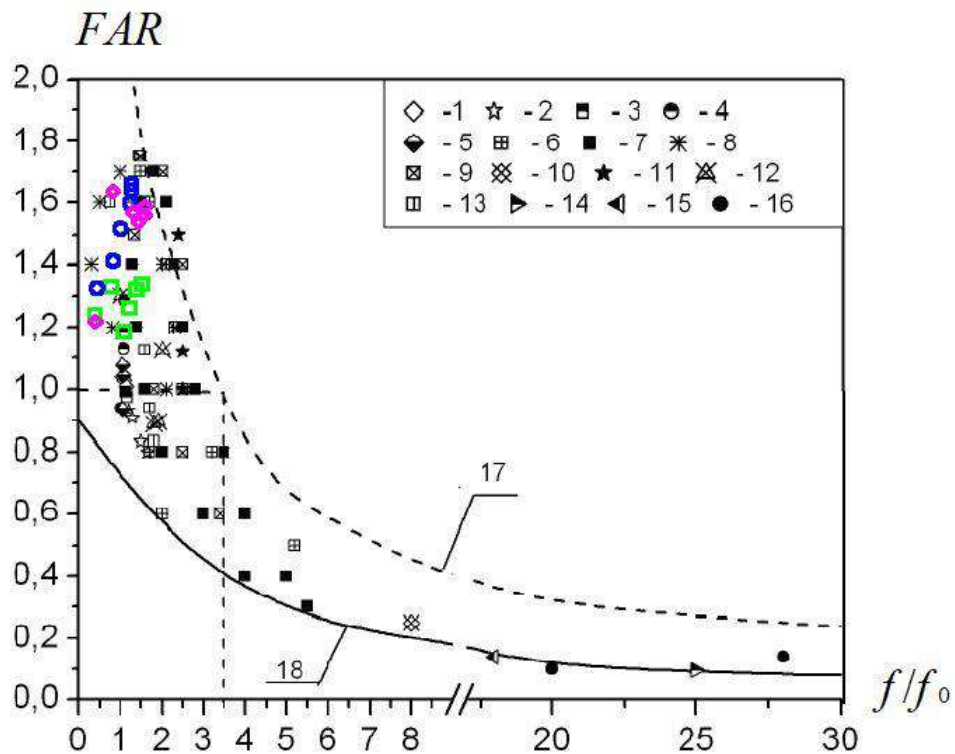


Рисунок 3.46 – Порівняння отриманих результатів по показнику FAR : 1 – 18 – позначення, аналогічні рис.1.24; $\square$ – варіант 3.44б, $\circ$ – варіант 3.44в, $\diamond$ - варіант 3.44г

Як і очікувалося, нанесення лунок на ребро значно інтенсифікує тепловіддачу за рахунок зниження аеродинамічного опору при обтіканні. Показник ефективності FAR зсувається від нижньої граничної лінії до

верхньої. Однак ефективність теплообмінної поверхні сильно залежить від розташування лунок. Найбільш ефективним є варіант 3.39в – послідовного розташування лунок на ребрі, оскільки в ньому спостерігається найбільше зростання ефективності тепловіддачі в порівнянні з ростом опору. Варіант 3.39г – з носовою і кормовим розташуванням лунок не дав очікуваного ефекту, оскільки додатковий опір носовому вихору, який розвивається, створила носова частина труби, а кормова лунка знаходиться в гідродинамічному сліді лунок на ребрах.

Для варіанту 3.39в уточнені наступні залежності для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі та гідродинамічного опору оребренних поверхонь з лунковими системами мають наступний вигляд:

для коефіцієнту тепловіддачі

$$Nu_f = 0,2441 \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{d_{\text{екв}}}\right)^{0,18} \cdot \left(\frac{h}{d_{\text{екв}}}\right)^{-0,14} \cdot Re^{0,682} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25}, \quad (3.44)$$

де h – відстань між стінкою труби і краєм ребра по великій осі еліпса, м;

для коефіцієнту гідродинамічного опору

$$Eu_f = 2,832 \cdot \varepsilon^{0,5} \cdot Re^{-0,25} \cdot \left(\frac{s_1}{d_{\text{екв}}}\right)^{-0,55} \cdot \left(\frac{s_2}{d_{\text{екв}}}\right)^{-0,5}, \quad (3.45)$$

де ε – коефіцієнт оребрення.

3.3 Інтенсифікація процесів теплопередачі при обтіканні поверхонь різної форми пучків каналів

Для аналізу обрані наступні варіанти поєднань теплоносіїв в теплопередавальних поверхнях: «газ-газ» та «газ-рідина». При розрахунках приймалось, що коефіцієнти тепловіддачі з боку рідини набагато більші, ніж з газу, тому для цього поєднання теплоносіїв інтенсифікація розглядалась тільки з газової сторони. Для газо-рідинної теплопередавальної поверхні розглянуті варіанти використання оребреної спіраль-стрічковим оребренням поверхні з лунковими системами на ребрах та гладкої поверхні, виконаної з еліптичних труб. Для газо-газової теплопередавальної поверхні

розглянуті варіанти використання оребреної спірально-стрічковим оребренням поверхні з лунковими системами на ребрах ззовні та аксіально-лопаткового завіхрювача всередині труб та гладкої поверхні, виконаної з еліптичних труб та аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині.

Теплофізичні властивості теплоносіїв прийняті як для утилізаційного котла (теплообмінник «газ-рідина») і регенератора (теплообмінник «газ-газ») за даними [21, 30, 33].

Результати представлені на рис.3.47-3.50. Аналіз результатів показує залежність ефективності теплопередачі від поперечних та повздовжніх кроків.

Профілювання поверхні дозволяє отримати переважання зростання теплопередачі над опором. Так, наприклад, за результатами рис.3.48 можна визначити, що максимальне зростання тепловіддачі складе 24,3% при зростанні гідродинамічного опору на 14,1%.

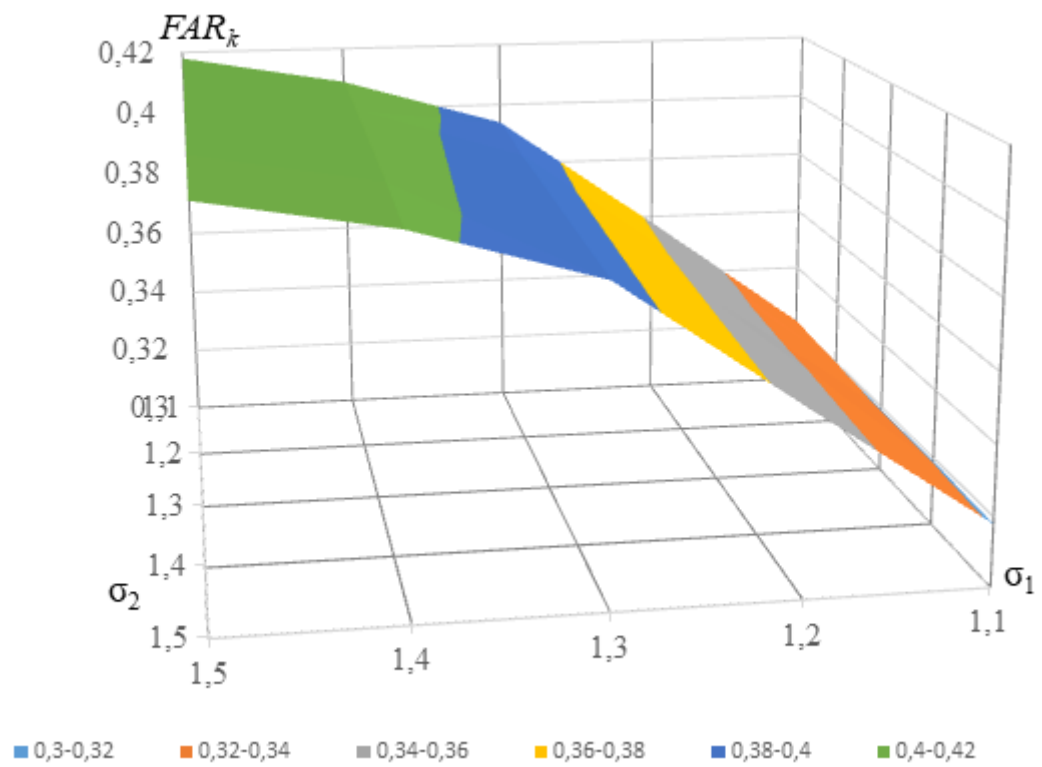
Аналогічна тенденція спостерігається і для інших представлених залежностей.

Подібне представлення результатів дозволяє обґрунтувати характеристики просторового розташування пучків каналів.

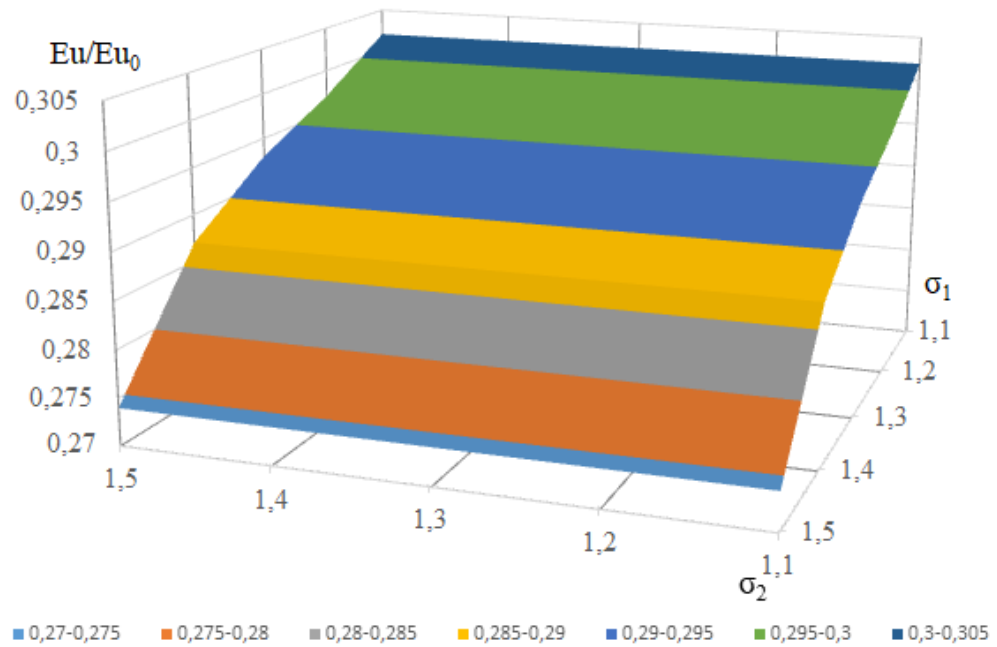
Теплогідравлічна ефективність теплопередачі (рис.3.47) свідчить, що підвищення ефективності перенесення теплоти за рахунок використання гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і повздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,4$ та $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 \dots 1,9$ складає на 24...31 % у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

Теплогідравлічна ефективність теплопередачі в оребреній спірально-стрічковим оребренням поверхні із лунковими системами на ребрах (рис.3.48) забезпечує подальше підвищення ефективності перенесення теплоти на 33 % зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметра d $H/d = 0,125 \dots 0,5$.

Сумісне використання оребреної спірально-стрічковим оребренням поверхні із лунковими системами на ребрах із зазначеними характеристиками та аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині (рис.3.49) підвищує ефективність перенесення теплоти на 34 %.

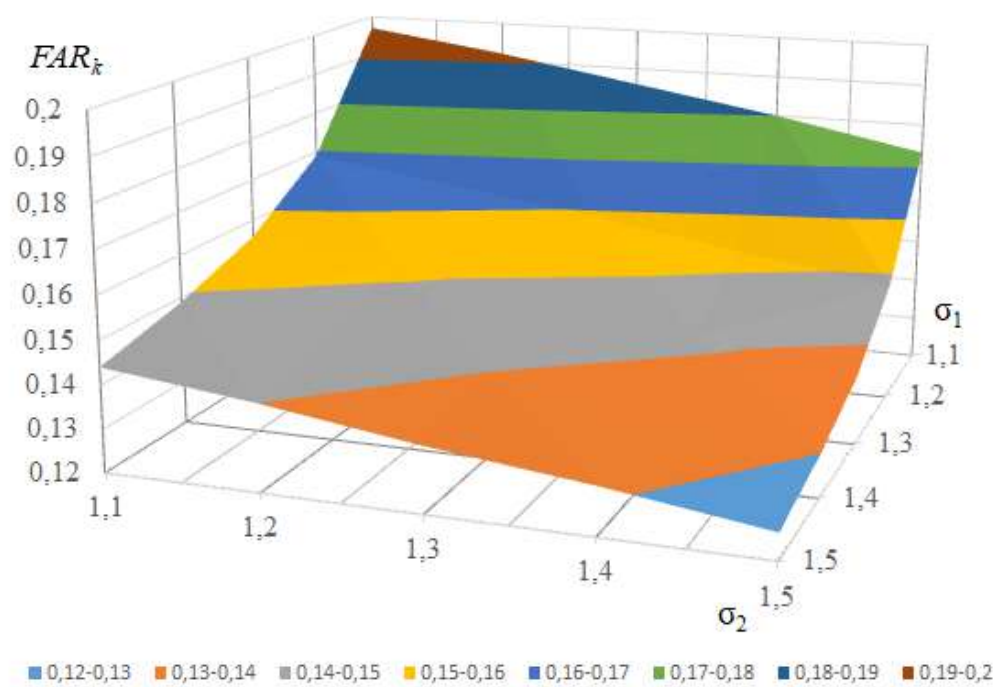


a

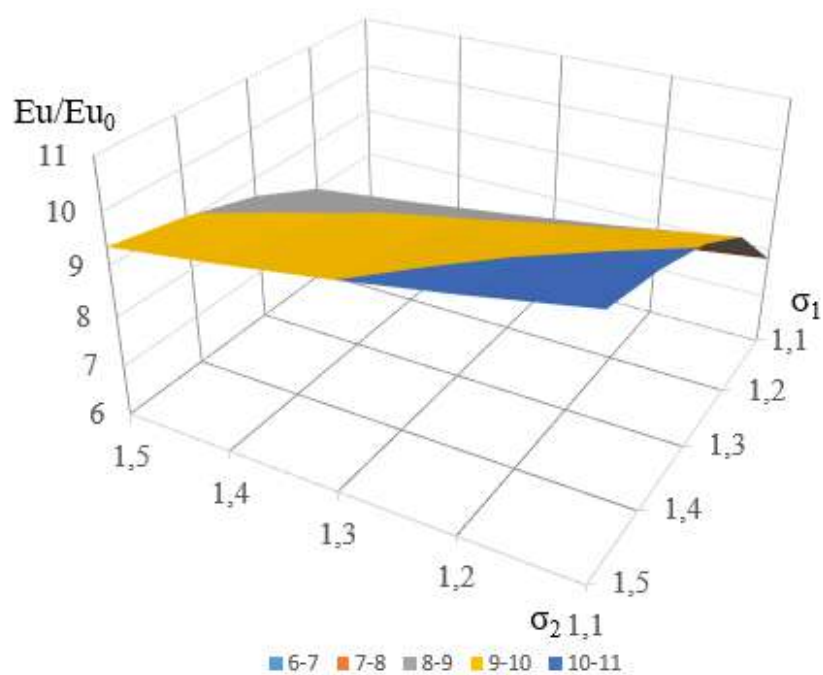


б

Рисунок 3.47 – Теплогидравлічна ефективність теплопередачі в гладкій еліптичній поверхні

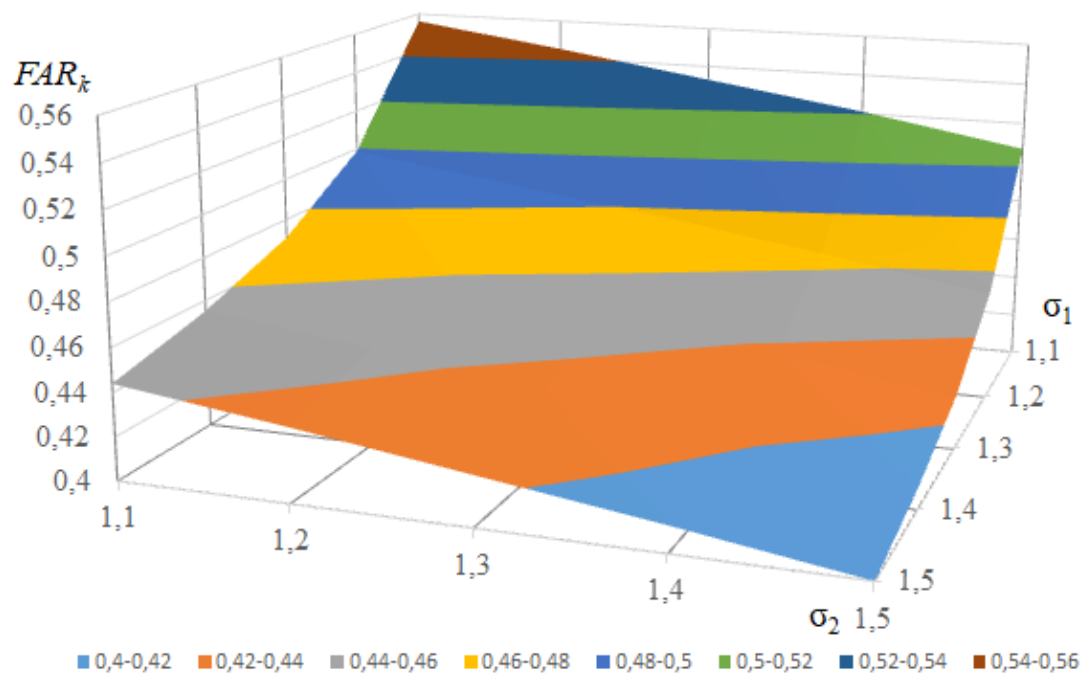


a

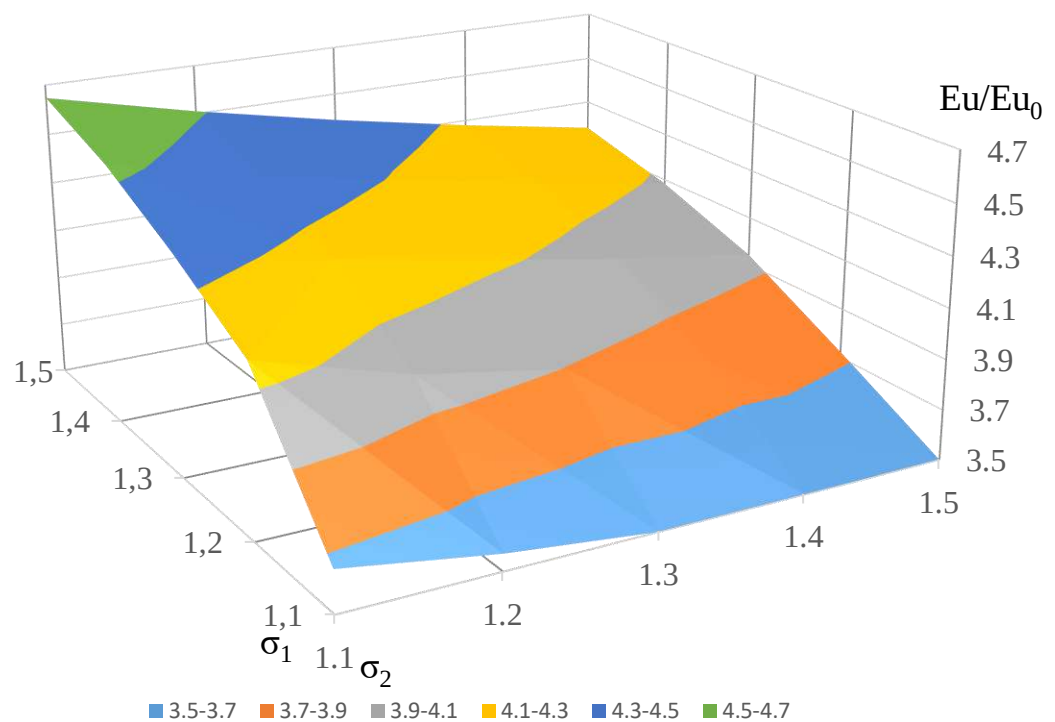


б

Рисунок 3.48 – Теплогідравлічна ефективність теплопередачі в орбреній спірально-стрічковим орбренням поверхні із лунковими системами на ребрах

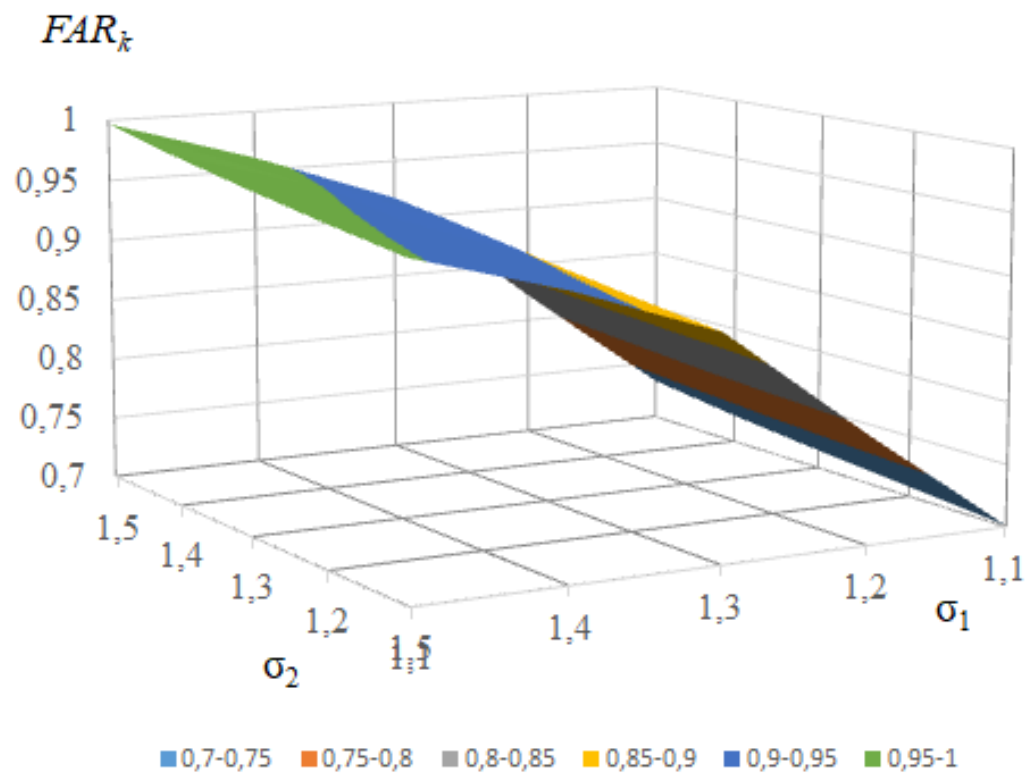


a

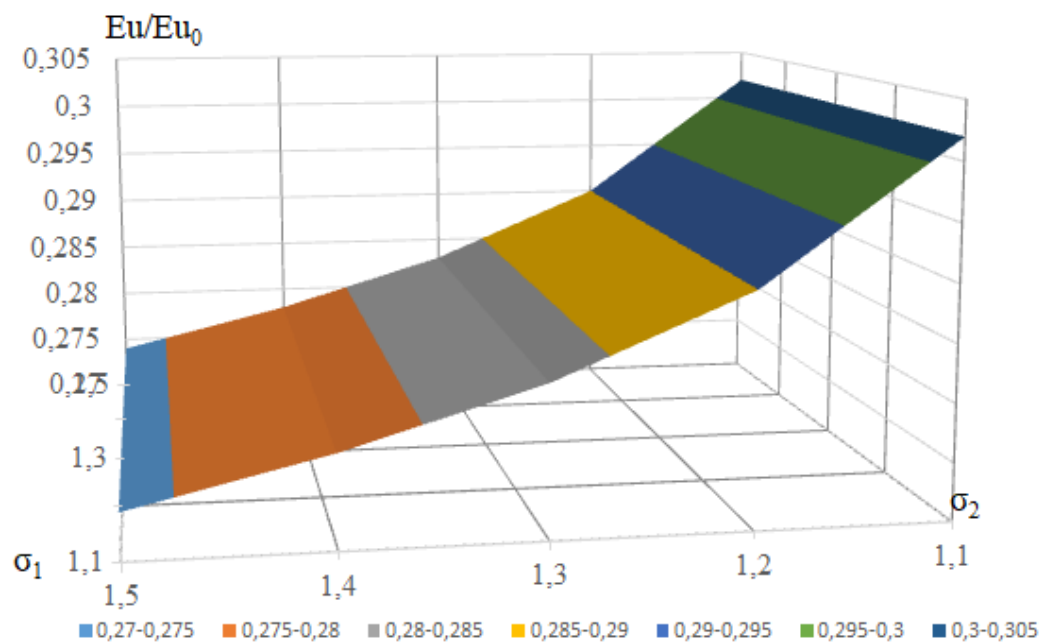


б

Рисунок 3.49 – Теплогідравлічна ефективність теплопередачі в оробрений спірально-стрічковим оробренням поверхні із лунковими системами на ребрах та аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині



a



б

Рисунок 3.50 – Теплогидравлічна ефективність теплопередачі в орбреній еліптичній поверхні із аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині трубок

Використанні оребреної еліптичної поверхні з лунковими системами та аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині підвищує ефективність перенесення теплоти на 36 %. (рис.3.50).

Результати розрахунків для послідовного розташування лунок на плоских ребрах еліптичних труб з $H/d = 0,1 \dots 0,3$ показали підвищення ефективності перенесення теплоти до 35 % абсолютних у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

3.4 Обґрунтування просторового розташування пучків каналів для теплообмінних апаратів енергетичних установок

Гладка еліптична поверхня. Гідродинамічна картина течії в поверхнях такого типу відрізняється меншим вихроутворенням. Це сприяє більш високим значенням FAR_k та зменшеним (Eu/Eu_0) . В пучках такого типу темп зростання коефіцієнту ефективності майже рівномірний, тому значення як повздовжніх так і поперечних кроків рекомендовано $s_1/d_{\text{екв}} = s_2/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,25$, що сприятиме створенню компактних пучків.

Монтаж таких поверхонь не повинен скласти особливих труднощів. Зазвичай, круглі труби котлів і регенераторів кріплять у трубних дошках за допомогою вальцювання. Тому, при виготовленні еліптичних труб доречно кінці залишати круглими (рис.3.51), що сприятиме застосуванню апробованих технологій.

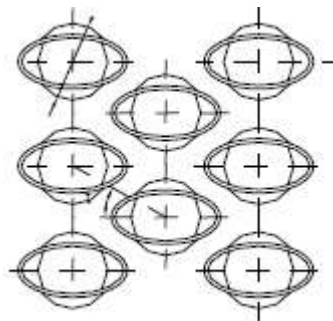


Рисунок 3.51 – Особливості монтажу еліптичних теплообмінних поверхонь

Оребрена спірально-стрічковим оребренням поверхня із лунковими системами. Характеристики лункових систем при подальшому розгляді відповідають значенням, наведеним у підрозділі 3.3. Для такого виду поверхні найбільший темп зростання показника ефективності FAR_k спостерігається на ділянці зміни поперечного кроку труб $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,3$. В той же час, для повздовжнього кроку найбільший темп росту спостерігається на ділянці $s_2/d_{\text{екв}} = 1,4 \dots 1,5$. Аналогічні результати спостерігаються і при аналізі залежності $(Eu/Eu_0) = f(s_1/d_{\text{екв}}, s_2/d_{\text{екв}})$. Враховуючи, що зазвичай в оребрених трубах зростання аеродинамічного опору переважає зростання тепловіддачі, нанесення лункових систем «компенсує» ці втрати, даючи змогу виконання більш компактних, за поперечним кроком, пучків.

Оребрена спірально-стрічковим оребренням поверхня ззовні та з аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині трубок. Інтенсифікація тепловіддачі всередині трубок збільшує коефіцієнт ефективності. Але, в той же час, тем його зростання уповільнюється з-за наявності внутрішнього опору. Таким чином, для компенсації цього опору рекомендовані значення кроків складають $s_1/d_{\text{екв}} = 1,2 \dots 1,4$, $s_2/d_{\text{екв}} = 1,4 \dots 1,5$.

Гладка еліптична поверхня із аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині. Оскільки еліптична поверхня є поверхнею, що «добре» обтикається потоком ззовні, внутрішня закрутка потоку не значною мірою підвищує сумарний гідродинамічний опір поверхні. Тому раціональні значення кроків труб для компактних поверхонь теплопередачі складуть $s_1/d_{\text{екв}} = s_2/d_{\text{екв}} = 1,15 \dots 1,30$.

3.5. Визначення компактності пучків каналів для теплообмінних апаратів енергетичних установок

Геометрична компактність пучків труб для охолоджувачів повітря, утилізаційних котлів та регенераторів енергетичних установок, розрахована за залежностями (2.39) та (2.42), представлена на рис.3.52 та 3.53.

Пучки гладких труб. Результати розрахунків зміни геометричної компактності пучків гладких та еліптичних труб представлені на рис.3.52. Для порівняння нанесені данні [135]. Результати отримані в діапазоні $s_1/d_{\text{екв}}=1,1\dots1,4$, $s_2/d_{\text{екв}}=1,5\dots1,9$. Представлений діапазон діаметрів труб характерний для охолоджувачів наддувного повітря – $d_{\text{екв}}=0,0075\dots0,018$ м та для утилізаційних котлів та регенераторів $d_{\text{екв}}=0,022\dots0,030$ м.

Аналіз отриманих результатів дозволяє визначити наступне.

Використання труб малого діаметру дозволяє рекомендувати пучки труб, компактність яких може досягати $210 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Але, згідно [30], поверхні теплопередачі суднових утилізаційних котлів виконуються з труб в діапазоні $d_{\text{екв}}=0,022\dots0,030$ м. Враховуючи обмеженість аеродинамічного опору, що накладається при проектуванні, показник геометричної компактності таких пучків круглих труб не перевищить $100 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

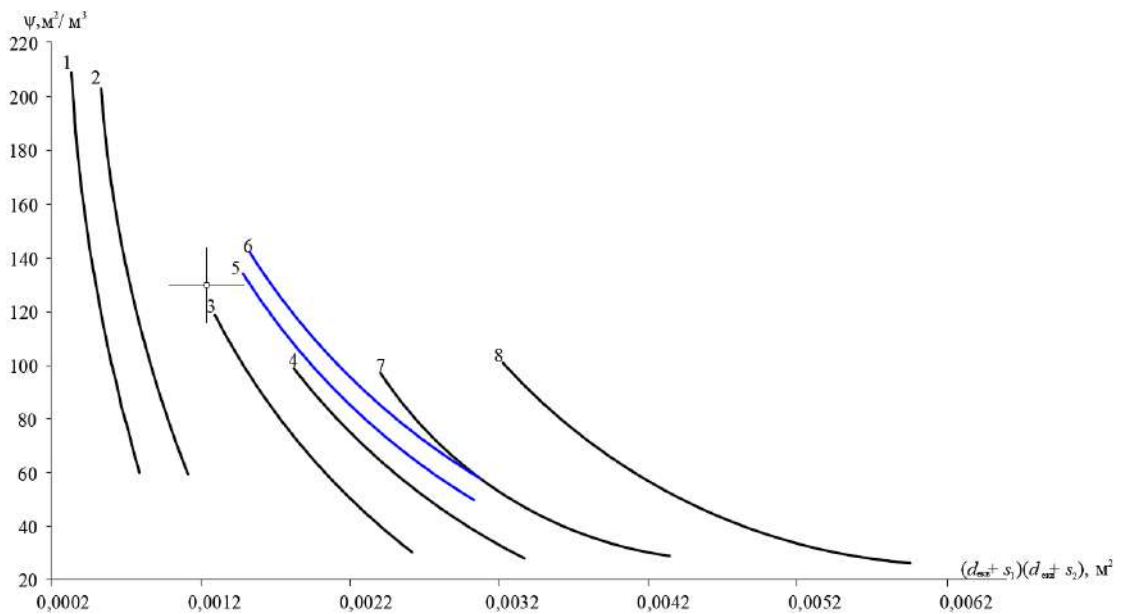


Рисунок 3.52 – Геометрична компактність пучків гладких круглих та еліптичних труб : 1 – $d_{\text{екв}}=0,0075$ м, кругла труба [39, 132]; 2 – $d_{\text{екв}}=0,011$ м, кругла труба [142]; 3 – $d_{\text{екв}}=0,018$ м, кругла труба; 4 – $d_{\text{екв}}=0,022$ м, кругла труба; 5 – $d_{\text{екв}}=0,022$ м, еліптична труба, $a/b=2,5$; 6 – $d_{\text{екв}}=0,022$ м, еліптична труба, $a/b=2,7:1$; 7 – $d_{\text{екв}}=0,025$ м, кругла труба; 8 – $d_{\text{екв}}=0,030$ м, кругла труба.

Підвищити компактність пучків на 14...19% можливе при використанні пучків еліптичних труб (лінії 5 та 6).

Оскільки довжина напрямної для еліптичних та плоскоовальних труб при однаковому еквівалентному діаметрі однакова, показники компактності таких труб будуть дорівнювати між собою.

Пучки оребрених труб. Результати розрахунків зміни геометричної компактності пучків оребрених круглих і еліптичних труб представлено на рис.3.48. Представлені результати отримані в діапазоні $s_1/d_{\text{екв}}=1,5\dots2,9$, $s_2/d_{\text{екв}}=0,85\dots1,85$ для [39, 132, 139, 142] та $s_1/d_{\text{екв}}=1,7\dots2,2$, $s_2/d_{\text{екв}}=1,3\dots1,6$ для охолоджувачів наддувного повітря ($d_{\text{екв}}=0,014$ м) та утилізаційних котлів та регенераторів (інші). Використані наступні позначення h_p – висота ребра, δ_p – крок ребра.

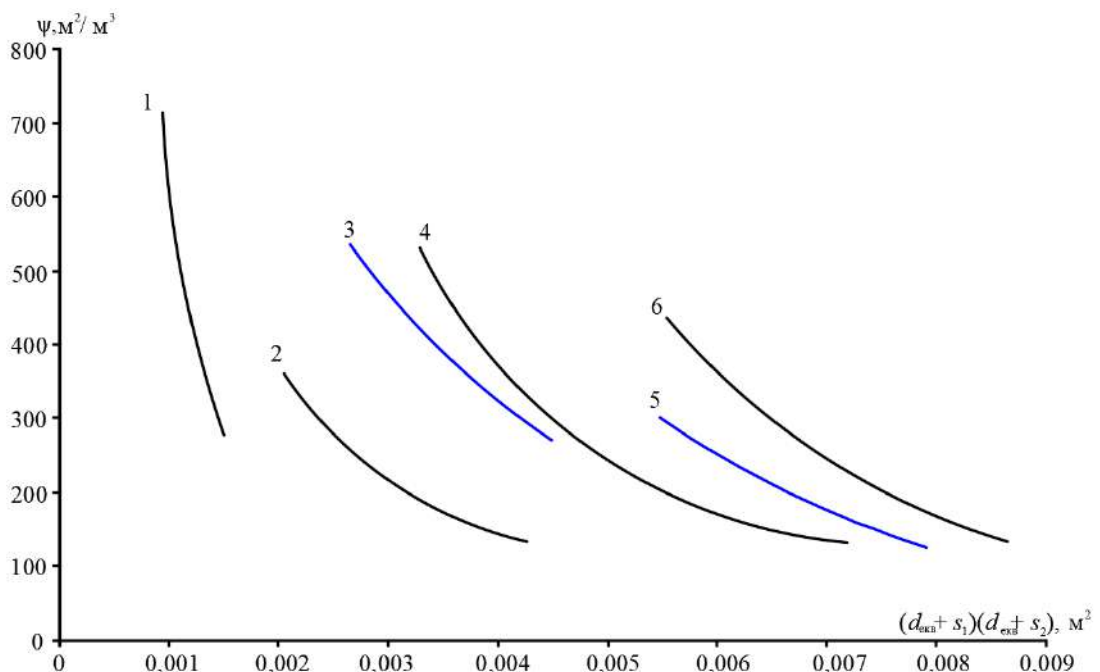


Рисунок 3.53 – Геометрична компактність пучків оребрених круглих та еліптичних труб : 1 – $d_{\text{екв}}=0,014$ м, $h_p=0,005$ м, $\delta_p=0,000457$ м, кругла труба, плоске кругле оребрення [39, 142]; 2 – $d_{\text{екв}}=0,020$ м, $h_p=0,004$ м, $\delta_p=0,000254$ м, кругла труба, плоске кругле оребрення [142]; 3 – $d_{\text{екв}}=0,022$ м, $h_p=0,014$ м, $\delta_p=0,001$ м, еліптична труба, плоске прямокутне оребрення; 4 – $d_{\text{екв}}=0,024$ м, $h_p=0,007$ м, $\delta_p=0,000305$ м, кругла труба, плоске кругле оребрення [39, 142]; 5 – $d_{\text{екв}}=0,028$ м, $h_p=0,011$ м, $\delta_p=0,001$ м, кругла труба, спірально-стрічкове оребрення; 6 – $d_{\text{екв}}=0,030$ м, $h_p=0,007$ м, $\delta_p=0,000305$ м, кругла труба, плоске кругле оребрення [142].

Використання труб з еквівалентним діаметром 0,014 м дозволяє отримати порівняно високу значення показника геометричної компактності – до $710 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Для діапазону діаметрів труб, що рекомендовано використовувати наприклад в утилізаційних котлах $d_{\text{екв}}=0,022\dots0,030 \text{ м}$, компактність поверхні теплообміну досягає $540 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (лінії 2, 4, 6). Але, ці результати, отримані за даними [142], досягаються за рахунок використання порівняно тонких ребер – до 0,5 мм. При використанні ребер товщиною 1 мм значення показника компактності досягає $300 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (лінія 5). Подальше підвищення компактності досягається при використанні еліптичних труб, оребрених прямокутним плоским оребренням, з можливістю досягнення компактності на рівні $550 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Висновки за главою 3

1. Обґрунтовано напрям підвищення ефективності і компактності теплообмінного обладнання енергетичних установок за рахунок переносу теплоти в каналах різної форми, визначене за фактором аналогії Рейнольдса, яке досягається зменшенням його складової частки опору форми на $0,275\dots0,302$, при цьому компактність на рівні $83\dots106 \text{ м}^2/\text{м}^3$ для теплообмінного апарату мають плоскоовальні труби зі співвідношенням осей $a/b=2,6\dots2,8$, а відповідну компактність $60\dots140 \text{ м}^2/\text{м}^3$ труби еліптичної форми із співвідношенням осей $a/b=2,4\dots2,6$ з гладкою поверхнею.

2. Розроблено метод розрахунку теплообмінних апаратів енергетичних установок при спіральному русі теплоносія в каналі шляхом використання узагальненого критеріального рівняння тепловіддачі як додатка двох функцій, які враховують вплив закрутки теплоносія і тепловіддачу в каналі без закрутки, що забезпечує можливість більш широкого узагальнення результатів досліджень.

3. Обґрунтовано використання для математичної моделі енергетичної установки з теплообмінними апаратами узагальнених рівнянь тепловіддачі

течії потоків шляхом аксіально-лопаткової, тангенціальної і шнекової закрутки та в каналах з шорсткими стінками з відношенням висоти шорсткості до радіусу каналу на рівнях $0,045 \dots 0,09$ та $0,67 \dots 0,9$ з похибкою $10 \dots 14\%$.

4. Встановлено, що для оптимізації ефективності і компактності енергетичної установки та її теплообмінного обладнання з підвищенням швидкості теплоносія існує локальний максимум ефективності по показнику фактору аналогії Рейнольдса FAR , викликаний утоненням ламінарного підшару з виступанням елементу шорсткості у турбулентне ядро.

5. Теплогідравлічна ефективність теплопередачі при використанні гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і поздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,4$ та $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 \dots 1,9$ забезпечує підвищення ефективності перенесення теплоти на $24 \dots 31\%$ у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

6. Використання теплообмінних поверхонь зі спірально-стрічковим оребренням поверхні із лунковими системами на ребрах забезпечує подальше підвищення ефективності перенесення теплоти на 33% зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметра d $H/d = 0,125 \dots 0,5$.

7. Сумісне використання оребреної спірально-стрічковим оребренням поверхні із лунковими системами на ребрах із зазначеними вище характеристиками та аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині підвищує ефективність перенесення теплоти до 34% .

8. Використанні оребреної еліптичної поверхні з лунковими системами та аксіально-лопатковим завіхрювачем всередині підвищує ефективність перенесення теплоти на 36% .

Основні наукові результати глави опубліковані в [126-131, 133-138, 141, 143-147].

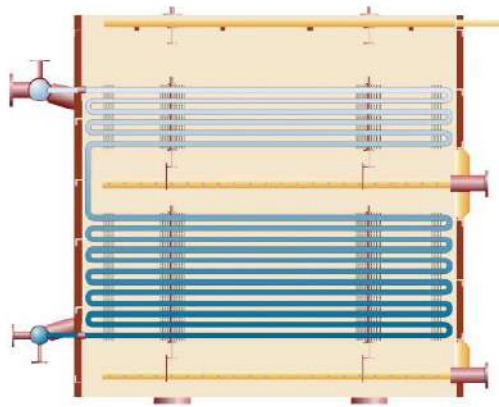
ГЛАВА 4. ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПАКТНОСТІ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ЗА РАХУНОК ВДОСКОНАЛЕННЯ В НИХ ПРОЦЕСІВ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ

4.1 Схемні рішення і характеристики суднових утилізаційних котлів з модернізованою теплопередавальною поверхнею

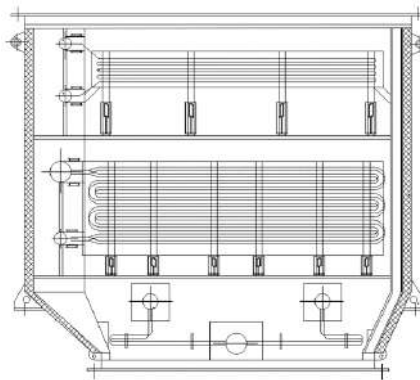
Утилізаційні котли головних та допоміжних двигунів внутрішнього згорання. Розглянуто зміну компактності для трьох варіантів суднових утилізаційних парових водотрубних котлів: *а, б* – прямокутного перерізу з випарною поверхнею та з пароперегрівною, випарною та економайзерними поверхнями відповідно, та *в* – круглого перерізу з коаксіальною змійовиковою поверхнею (рис.4.1). Теплопередавальні поверхні котлів малі наступні характеристики: поверхня I – змійовики з гладких труб круглого перерізу; поверхня II – змійовики з гладких еліптичних труб; поверхня III – змійовики круглого перерізу з *H*-подібними ребрами; поверхня IV – змійовики з оребрених еліптичних труб з лунковими системами на ребрах; поверхня V – змійовики коаксіальні гладкотрубні; поверхня VI – змійовики коаксіальні зі спірально-стрічковим оребренням з лунковими системами; еквівалентний діаметр несучої труби для всіх поверхонь $d_{\text{екв}} = 0,022\text{м}$, співвідношення напіввісів еліпсу 2,5:1; кроки труб при шаховому розташуванні поперечний $s_1/d_{\text{екв}} = 1,4$, повздовжній – $s_2/d_{\text{екв}} = 1,8$. Параметри оребрення поверхні I прийняті за даними [30], для поверхонь III та V з параметрами лункових систем – за результатами Глави 3. Товщина стінок для неоребраних поверхонь $\delta_{\text{ст}} = 0,001\text{ м}$, для оребраних – $\delta_{\text{ст}} = 0,002$.

Параметри двигунів – температура та витрата відпрацьованих газів – прийняті за даними [5].

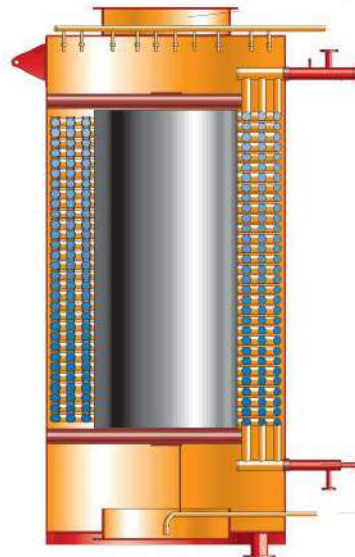
Результати математичного моделювання процесів теплопередачі в каналах трубних пучків із зазначеними поверхнями і оцінка ефективності процесів перенесення теплоти в котлах дизельних двигунів представлена в таблиці 4.1.



a



б



в

Рисунок 4.1 – Схемні рішення суднових парових утилізаційних котлів головних та допоміжних дизельних двигунів: *a* – прямокутного перерізу з випарною поверхнею; *б* – прямокутного перерізу з пароперегрівною, випарною та економайзерними поверхнями; *в* – круглого перерізу з коаксіальною змійовиковою поверхнею

Таблиця 4.1 – Оцінка ефективності модернізації суднових утилізаційних котлів дизельних двигунів

Тип котла Характеристики	Варіант <i>a</i>		Варіант <i>б</i>		Варіант <i>в</i>	
	До модернізації [30]	Після модернізації	До модернізації [30]	Після модернізації	До модернізації [70]	Після модернізації
Двигун	6S50ME-B9.3 ($N_e=10,68$ МВт)		12S90ME-C9.2 ($N_e=73,20$ МВт)		L23/30DF ($N_e=710$ кВт)	
Котел	Типа Aalborg XW		Типа Aalborg XW-TG		Типа Aalborg XC	
Витрата, кг/с, та тем-ра ВГ, °C, ДД	21,3 кг/с 255°C		162,0 кг/с 285°C		1,5 кг/с 342°C	
Тип поверхні нагріву	Поверхня I	Поверхня II	Поверхня III	Поверхня IV	Поверхня V	Поверхня VI
Показник FAR	1,0	1,26	0,56	1,32	0,38	0,43
Показник FAR_k	0,57	0,69	0,32	0,52	0,21	0,27
Встановлена поверхні нагріву (по газ.стороні), м ²	1926	2420	4572	5945	162	136
Об'єм поверхні нагріву котла, м ³	37,7	37,7	46,1	46,1	1,7	1,2
Маса поверхні нагріву котла, т	18,8	28,1	31,9	47,5	–	–
Відносна маса, кг/кВт	26,74	12,36	2,62	2,96	–	–
Відносний об'єм, м ³ /кВт	0,0536	0,0165	0,0038	0,0029	–	–
Коефіцієнт геометричної компактності, м ² /м ³	51,2	64,0	99,2	129,1	95	112
Аеродинамічний опір, кПа	1,32	1,12	3,27	3,18	–	–

Аналіз проведеної оцінки показав залежність можливості модернізації від схемного рішення котла. Найбільш ефективною поверхнею для зниження масогабаритних показників виявилась поверхня варіанту б, яка забезпечила підвищення компактності поверхні майже на 24%. Зниження цього показника для варіанту а склало 17,5%, для варіанту в – 15% при збереженні ресурсу апарату.

Глушники-утилізаційні котли допоміжних двигунів внутрішнього згоряння. На рис.4.2 представлена принципова схема глушника-утилізаційного котла розширювального типу.

Виконана оцінка ефективності вдосконалення процесів теплопередачі на оребрених поверхнях за рахунок їх профілювання лунковими системами. Розташування лунок на ребрі визначалось з геометричних розмірів ребер та умови «не накладання» сусідніх вихорів – як лінійне, коридорне та шахове (рис.4.3).

Геометричні розміри області течії приймалися у відповідності з [148].

Параметри лунок приймалися у відповідності до рекомендацій [43] та розмірів ребра і складали: для лінійного і коридорного розташування $d/H = 0,33$ (d – діаметр лунки, H – глибина лунки), шахового $d/H = 0,5$.

Параметри двигуна – температура та витрата газів – прийняті для двигуна 5L23/30 потужністю 710 кВт за даними [5].

Оцінка ефективності інтенсифікації тепловіддачі виконувалось з використанням показника фактору аналогії Рейнольдса (1.9).

Моделювання теплопередавальних характеристик виконувалось з використанням математичної моделі, обґрунтованої у Главі 2 з використанням RSM моделі турбулентності.

Зниження акустичного тиску при охолодженні відпрацьованих газів розраховувалось по рекомендаціях [149, 150].

Результати розрахунку обтікання поверхонь без використання лунок та з шаховим їх розташуванням представлені на рис.4.4 та 4.5.

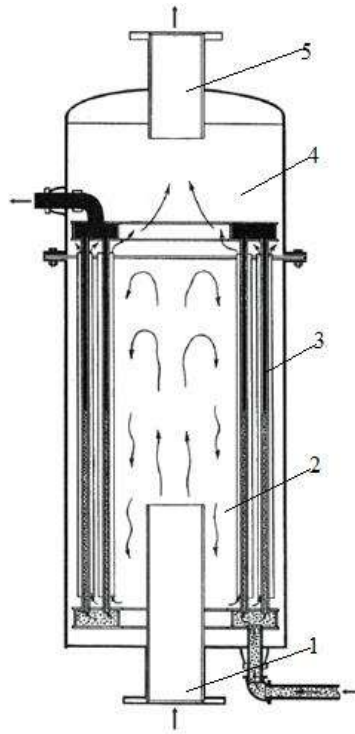
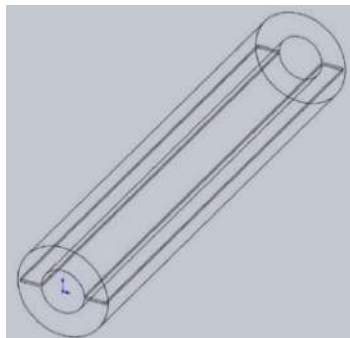
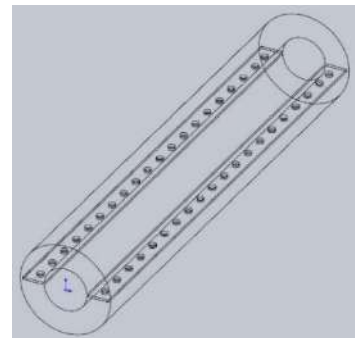


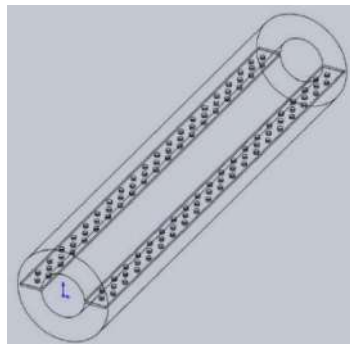
Рисунок 4.2 – Принципова схема глушника розширювального типу з різними типами профілювання поверхні теплопередачі : 1 – підвідний патрубок; 2 – розширювальна камера; 3 – теплообмінна поверхня; 4 – випускна камера; 5 – відвідний патрубок



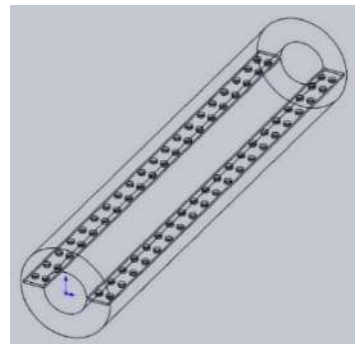
a



б

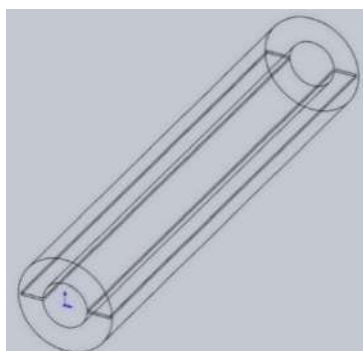


в

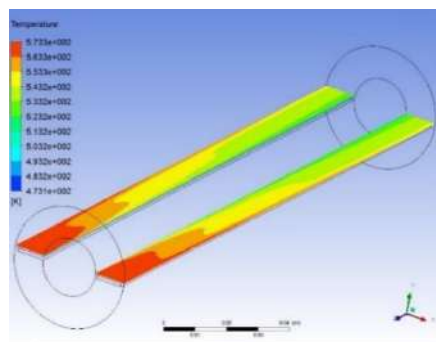


г

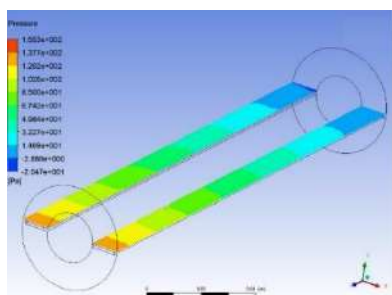
Рисунок 4.3 – Варіанти профілювання оребреної поверхні лунковими системами: *a* – базова поверхня, *б* – лінійне розташування, *в* – шахове розташування, *г* – коридорне розташування



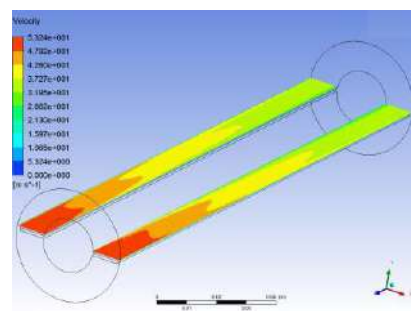
a



б

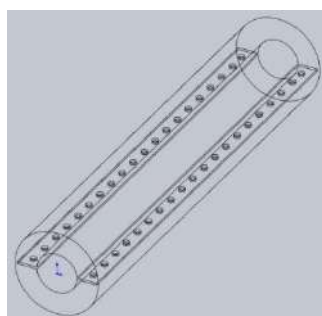


в

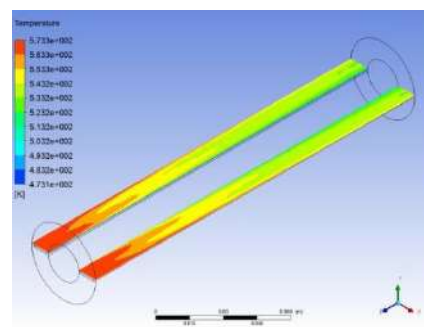


г

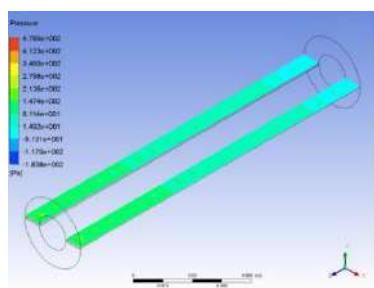
Рисунок 4.4 – Результати моделювання обтікання поверхні : *a* – варіант поверхні, *б* – розподіл температури, *в* – розподіл тиску, *г* – розподіл швидкості



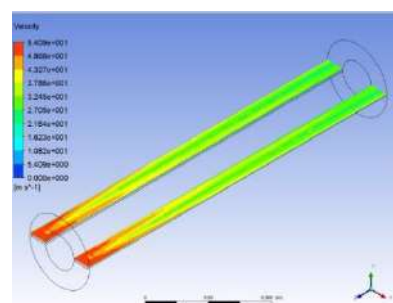
a



б

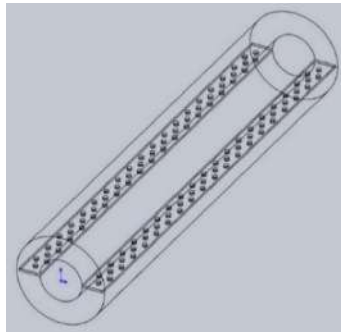


в

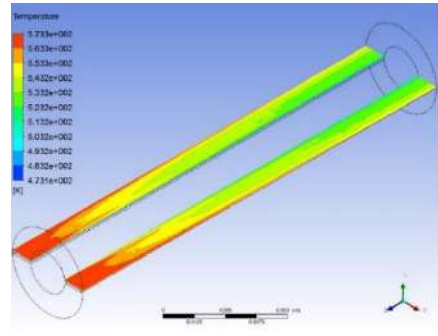


г

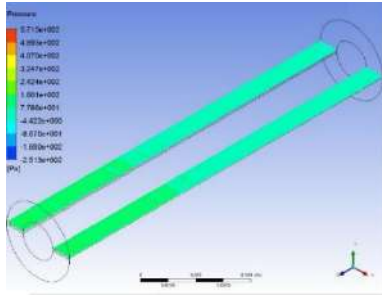
Рисунок 4.5 – Результати моделювання обтікання поверхні : *a* – варіант поверхні, *б* – розподіл температури, *в* – розподіл тиску, *г* – розподіл швидкості



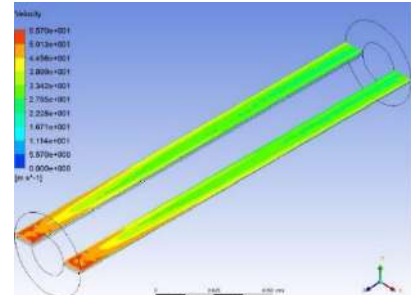
a



б

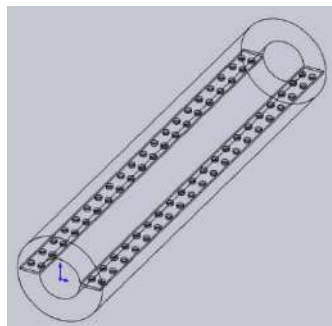


в

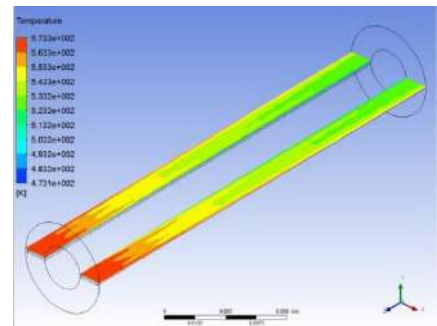


г

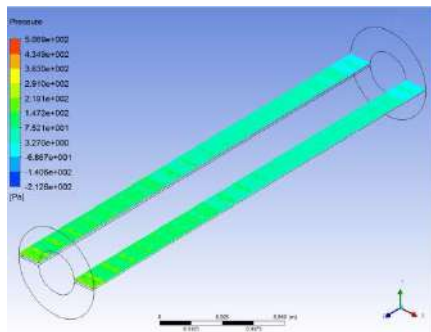
Рисунок 4.6 – Результати моделювання обтікання поверхні : *a* – варіант поверхні, *б* – розподіл температури, *в* – розподіл тиску, *г* – розподіл швидкості



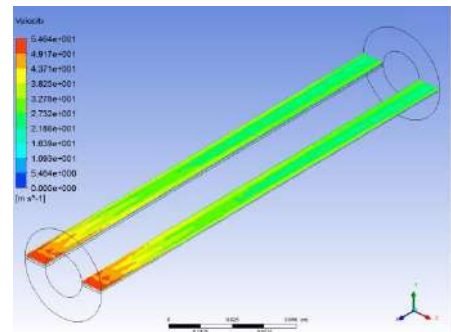
a



б



в



г

Рисунок 4.7 – Результати моделювання обтікання поверхні : *a* – варіант поверхні, *б* – розподіл температури, *в* – розподіл тиску, *г* – розподіл швидкості

Аналіз результатів показує ділянку теплової стабілізації, який на гладкій поверхні складає близько $10d_{\text{екв}}$ ($d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр каналу), для шахового розташування лунок знижується до $2,25d_{\text{екв}}$.

На рис. 4.8 представлені залежності ефективності тепловіддачі від швидкості потоку для чотирьох розглянутих варіантів, представлених на рис.4.3. У порівнянні з базовим варіантом (оребрена непрофільована поверхня, рис.4.3а) зростання тепловіддачі носить практично лінійний характер.

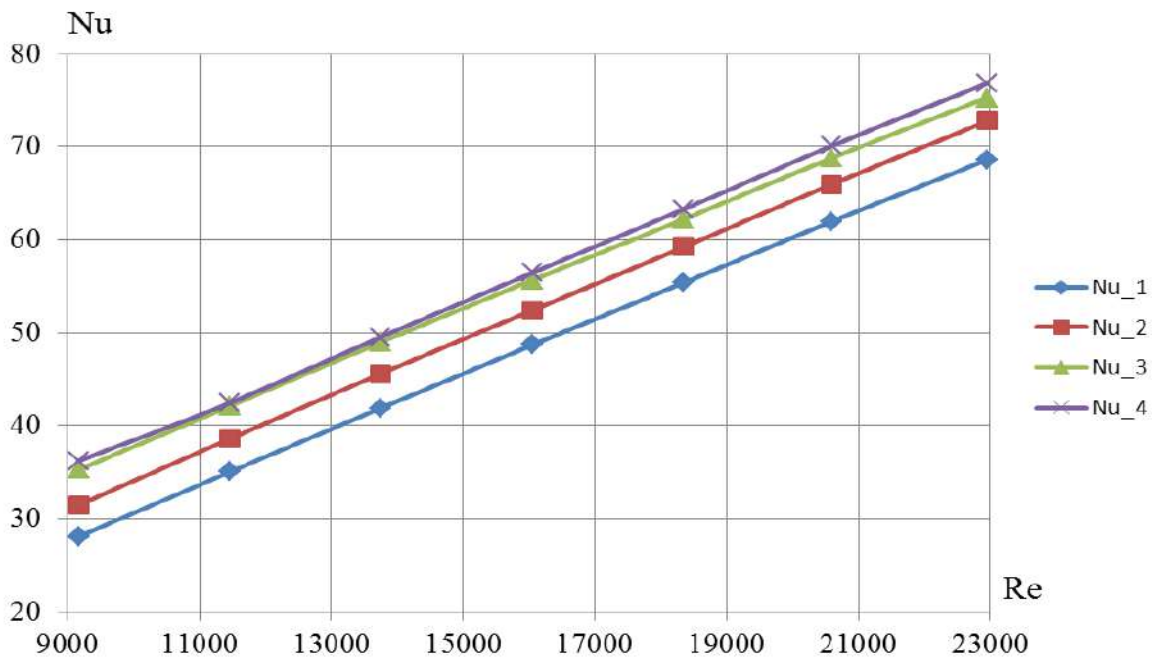


Рисунок 4.8 – Залежність ефективності тепловіддачі від швидкості руху потоку: Nu_1 – варіант а рис. 4.3; Nu_2 – варіант б рис. 4.3; Nu_3 – варіант в рис. 4.3; Nu_4 – варіант г рис. 4.3.

Обработка отриманих даних по показнику ефективності FAR (1.9) представлена у таблиці 4.2. В якості базового варіанту для порівняння приймався варіант повздовжнього обтікання оребреної непрофільованої поверхні (рис.4.3а). Номер вказаних варіантів відповідає рис.4.3.

Таблиця 4.2 – Розрахунок теплогідравлічної ефективності при обтіканні профільованих oreбrenих поверхонь

$v_{\text{пот}}, \text{ м/с}$	Варіант 4.3б		Варіант 4.3в		Варіант 4.3г	
	f/f_0	FAR	f/f_0	FAR	f/f_0	FAR
20	1,068	1,100	1,09	1,123	1,15	1,181
25	1,071	1,094	1,09	1,111	1,15	1,180
30	1,071	1,092	1,08	1,099	1,15	1,177
35	1,071	1,090	1,08	1,097	1,15	1,175
40	1,072	1,085	1,08	1,095	1,16	1,173
45	1,076	1,082	1,09	1,092	1,16	1,171
50	1,080	1,079	1,09	1,091	1,17	1,169

Отримані результати співвідносяться з експериментальними даними, представленими у [38, 43, 44].

Представлені результати показують, що з підвищенням швидкості потоку, що обтікає поверхню теплопередачі, $v_{\text{пот}}$, ефективність тепловіддачі дещо знижується. При максимальній швидкості потоку, при якій виконувалось моделювання, ефективність тепловіддачі вище у варіанту 4.3в.

Додаткове зниження температури газів після теплообмінного апарату склало 17...30°C в залежності від розташування лункових систем.

Подібні глушники-утилізаційні котли доречно використовувати в якості водогрійних котлів для отримання гарячої води на побутові потреби або для подавання в якості живильної води утилізаційних котлів головних двигунів.

Розглянуті варіанти отримання гарячої води з температурою 90°C для побутових потреб та 120°C для нагріву води перед утилізаційним котлом.

Оцінка показала, що при температурі води на вході в котел 60°C можливе отримання 0,65...1,2 т/год води температурою 90°C та 0,23...0,54 г/год води з температурою 120°C.

Утилізаційні котли газотурбінних енергетичних установок. На рис.4.9 представлено схемне рішення утилізаційного котла для суднових газотурбінних установок [30]. Котли таких установок мають прямокутну

форму перерізу та містять три поверхні нагріву – економайзерну, випарну та пароперегрівну (рис.4.9).

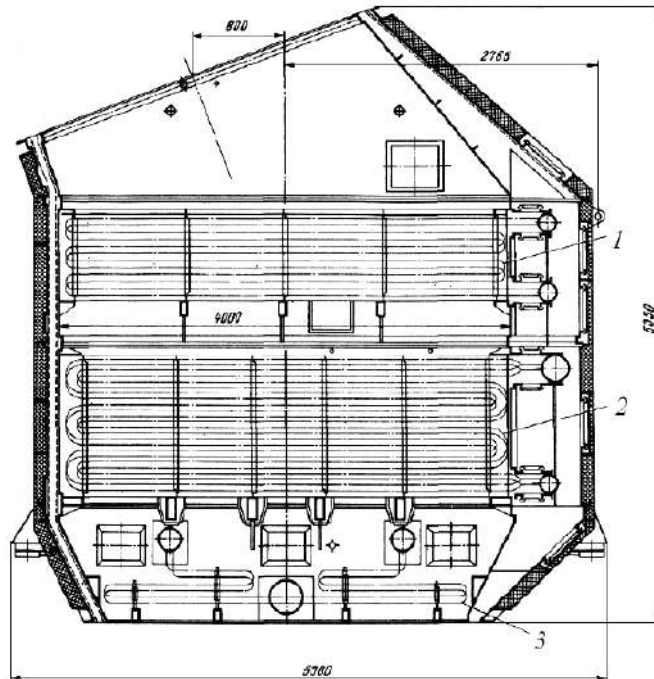


Рисунок 4.9 – Схемне рішення суднового парового утилізаційного котла для газотурбінних установок

Розглянуто зміну компактності для двох варіантів поверхонь: поверхня І – круглі трубки зі спіралью-стрічковим оребренням; поверхня ІІ – круглі труби зі спіралью-стрічковим оребренням та лунковими системами; поверхня ІІІ – оребрені еліптичні труби з лунковими системами на ребрах. Еквівалентний діаметр несучої труби для всіх поверхонь $d_{\text{екв}} = 0,022\text{м}$, співвідношення напіввісів еліпсу 2,5:1; кроки труб при шаховому розташуванні поперечний $s_1/d_{\text{екв}} = 1,3$, повздовжній – $s_2/d_{\text{екв}} = 1,6$. Параметри оребрення поверхні І прийняті за даними [30], для поверхонь ІІ, ІІІ та ІV з параметрами лункових систем – за даними [43] та за результатами глави 3. Товщина стінок для неоребраних поверхонь $\delta_{\text{ст}}=0,001\text{ м}$, для оребраних – $\delta_{\text{ст}}=0,002$.

Параметри двигунів – температура та витрата відпрацьованих газів – прийняті за даними [30].

Результати математичного моделювання процесів теплопередачі в каналах трубних пучків із зазначеними поверхнями і оцінка ефективності процесів перенесення теплоти в котлах газотурбінних двигунів представлена в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Оцінка ефективності модернізації утилізаційних котлів газотурбінних установок

Тип котла Характеристики	Варіант <i>a</i>		Варіант <i>б</i>	
	До модернізації [30]	Після модернізації	До модернізації [70]	Після модернізації
Установка	M25		UGT15000 (ДС90)	
Витрата, кг/с, та тем-ра ВГ, °С, ГТД	91,8 кг/с 390°С		72,0 кг/с 420°С	
Тип поверхні нагріву	Поверхня І	Поверхня ІІ	Поверхня І	Поверхня ІІІ
Показник FAR	0,38	0,52	0,56	1,32
Показник FAR_k	0,23	0,38	0,32	0,51
Встановлена поверхні нагріву (по газовій стороні), м ²	3372	2952	2700	3550
Об'єм поверхні нагріву котла, м ³	30,1	26,8	25,9	25,9
Маса поверхні нагріву котла, т	28,3	24,2	26,6	32,2
Відносна маса, кг/кВт	1,51	1,29	1,42	1,39
Відносний об'єм, м ³ /кВт	0,0016	0,0014	0,0014	0,0011
Коефіцієнт геометричної компактності, м ² /м ³	112,2	125,6	104,2	135,5
Аеродинамічний опір, кПа	5,0	4,7	4,3	3,4

Як і у варіантах з утилізаційними котлами для дизельних двигунів, найбільшу компактність з розглянутих має теплообмінна поверхня з еліптичних труб з лунковими системами на ребрах (варіант *б*), котра забезпечує підвищення цього показника на 23,1%. Для варіанту *a* цей показник склав 10,7 % при збереженні ресурсу апарату.

4.2. Покращення характеристик компактності охолоджувачів наддувного повітря суднових двигунів

Розглянуто компактність поверхні теплопередачі охолоджувача наддувного повітря, що виконана з гладких труб різного перерізу. При розгляданні прийняті умови «щільного» компонування та однакової площі поверхні теплопередачі (рис.4.10). Параметри потоку повітря прийняти по рекомендаціях [26].

За прийнятих умов значення показника модифікованого фактору аналогії Рейнольдса (2.15) дорівнюватиме: для круглих труб – 1, еліптичних – 1,67, плоскоовальних – 1,35. Показник геометричної компактності для круглих труб – 0,094; еліптичних – 0,117; плоскоовальних – 0,114.

Для вдосконалення теплопередавальних характеристик розглянуто варіант використання лункових систем на ребрах. Схема розташування лунок наведена на рис.4.11. Параметри лунок прийняті по рекомендаціях [43].

Геометричні розміри пучка плоскоовальних труб (рис. 4.11а) аналогічні тим, що використовувались при верифікації математичної моделі. Лунки розташовані з кроком 10 мм. На рис. 4.11б та 4.11в представлені варіанти з еліптичними трубами. Гідравлічний діаметр і схема розташування еліптичних труб аналогічна плоскоовальним. Відмінності містяться у кроці труб – варіант рис. 4.11б – 10 мм, рис. 4.11в – 20 мм.

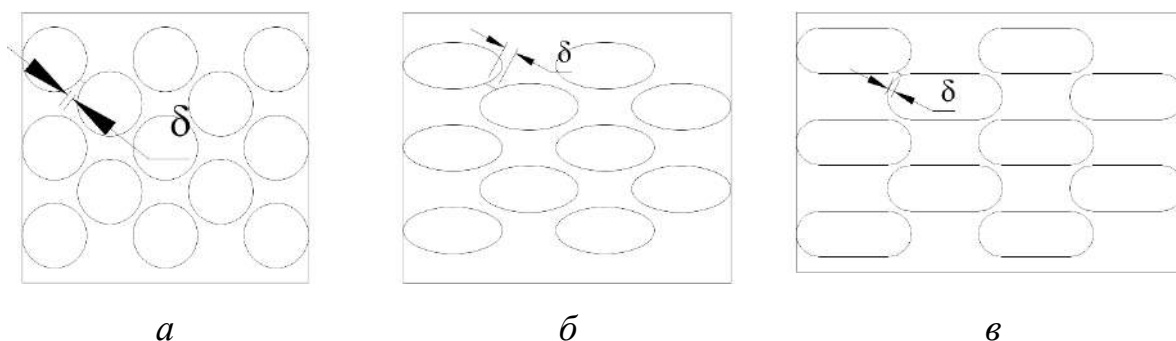


Рисунок 4.10 – «Щільне» компонування поверхні теплопередачі, виконаної з:
а – круглих труб; б – еліптичних труб; в – плоскоовальних труб

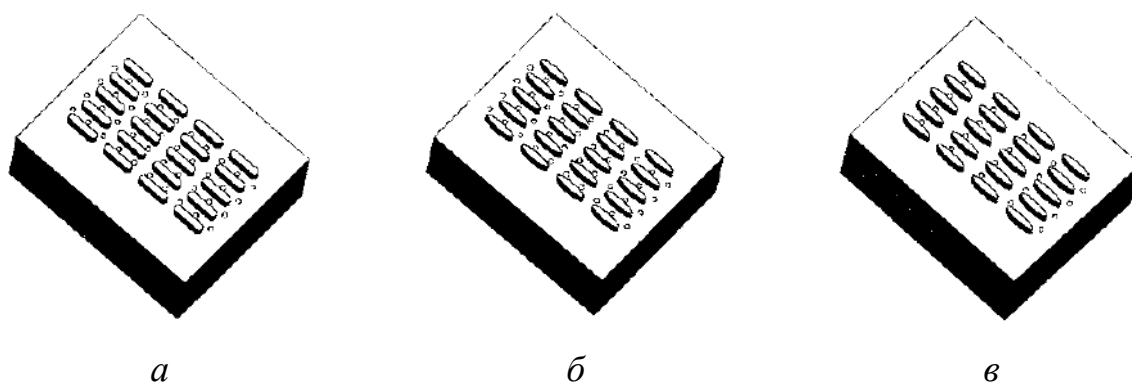


Рисунок 4.11 – Схема розташування лунок на теплообмінній поверхні

Результати розрахунків представлені на рис.4.12.

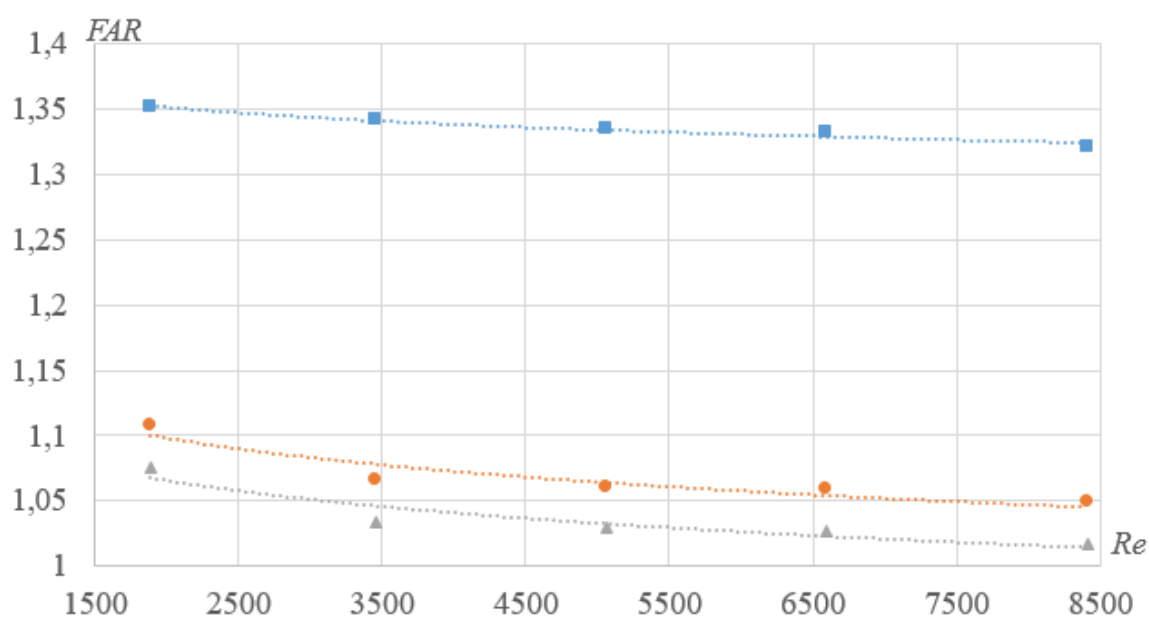


Рисунок 4.12 – Ефективність використання профільованих теплообмінних поверхонь: ■ – $FAR_{\alpha1}$; ● – $FAR_{\alpha2}$; ▲ – $FAR_{\alpha3}$

Результати розраховані по залежності (1.9) і представлені наступним чином: $FAR_{\alpha1}$ – ефективність використання гладких еліптичних труб у порівнянні з плоскоовальними; $FAR_{\alpha2}$ – ефективність використання плоскоовальних труб з лунками на ребрах (рис. 4.11а) у порівнянні з трубами з гладким ребром; $FAR_{\alpha3}$ – ефективність використання еліптичних труб з лунками на ребрах (рис. 4.11б) у порівнянні з трубами з гладким ребром. Ефективність варіанту 4.11в оказалась в діапазоні $\pm 3,2\%$ аналогічно варіанту 4.11б, тому на графіку він не представлений.

Особливістю отриманих результатів є застосування труб некруглого поперечного перерізу для формування пластинчато-ребристої поверхні теплопередачі охолоджувачів наддувного повітря. При цьому, за рахунок кращого гідродинамічного обтікання поверхні ефективність пучка з гладкими еліптичними трубами вище ніж з плоскоовальними на 31 ... 35%. Однак, застосування лункових систем показало кращу ефективність на плоскоовальному пучку. Таким чином, остаточний вибір поверхні і схеми нанесення лункових систем повинно виконуватись, виходячи з вихідних даних.

Отримані результати можуть бути використані не тільки для створення поверхні теплообміну охолоджувачів повітря суднових дизельних двигунів, але і для охолоджувачів повітря інших транспортних двигунів - тепловозних або автомобільних, а також стаціонарних дизель-електростанцій, оскільки вони зможуть знизити масогабаритні показники охолоджувачів.

4.3 Покращення характеристик компактності регенераторів суднових газотурбінних установок

Регенератори суднових газотурбінних установок представлені пластинчастим регенератором установки WR-21 (рис.1.41).

Забезпечення ресурсу енергетичних установок та їх окремих елементів на рівні 100...150 тис. год викликає необхідність використання трубчастих теплообмінних апаратів, які вважаються більш надійними в експлуатації і стійкими до теплових навантажень у порівнянні з пластинчастими.

Дослідження зміни масогабаритних показників теплообмінних апаратів проведені для трьох типів завіхрювачів, для яких у гл.3 отримані узагальнюючі залежності – аксіально-лопаткового, шнекового та тангенціального.

Дослідження проведені для кутів закрутки $\varphi = 15, 30, 45, 60^\circ$, чотирьох типорозмірів труб – 22×1 ; $22 \times 1,5$; 25×1 ; $25 \times 1,5$, що частіше за все

використовуються у теплообмінних апаратах, та їх відносної довжини $l/d = 1 \dots 100$.

Для розрахунків використані отримані узагальнюючі залежності (3.22)–(3.24).

Аналіз отриманих результатів (рис.4.13) показав наступне. Число Нусельта підвищується при зростанні кута закрутки, діаметра труби та зменшується при зростанні відносної довжини труби.

При зростанні кута закрутки для аксіально-лопаткового завіхрювача на 15° зростання числа Нусельта складає до 15...20%, шнекового – до 50% і для тангенціального – 2...17% (рис.4.13а)

При збільшенні діаметра труби на 14% число Нусельта також збільшується для аксіально-лопаткового від 4 до 24%, для шнекового і тангенціального - від 2 до 17% (рис. 4.13б).

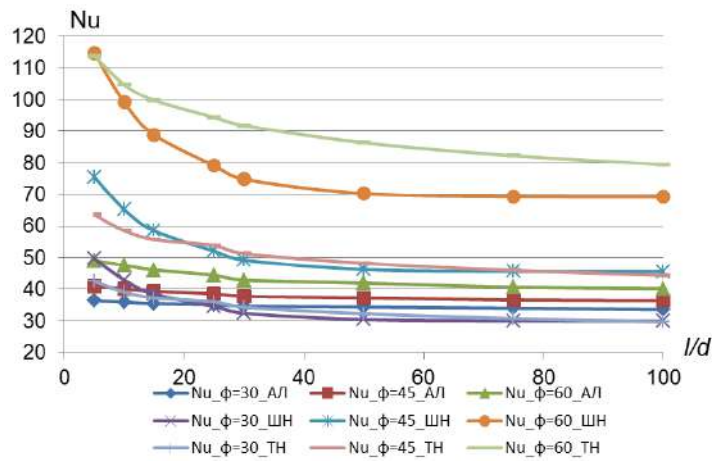
Гідравлічний опір збільшується при збільшенні кута закрутки і зменшується при збільшенні відносної довжини труби (рис.4.13в).

На рис.4.14 представлено порівняння розглянутих способів закрутки потоку за показником фактору аналогії Рейнольдса (1.9).

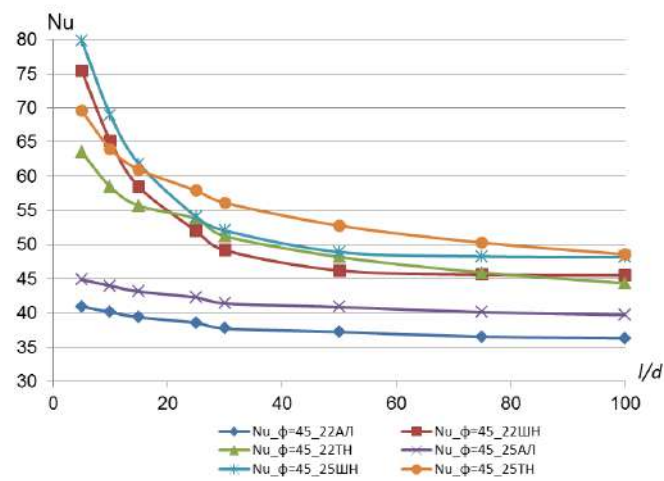
Аналіз результатів показав, що при однакових значеннях гідравлічних втрат найбільше значення визначаємого показника досягається при використанні тангенціального завіхрювача в порівнянні з аксіально-лопатковим і шнековим.

Таким чином, для подальшого дослідження ефективності інтенсифікації тепловіддачі в трубчастих теплообмінних паратах прийнятий тангенціальний завихритель з кутом закрутки $\varphi = 60^\circ$.

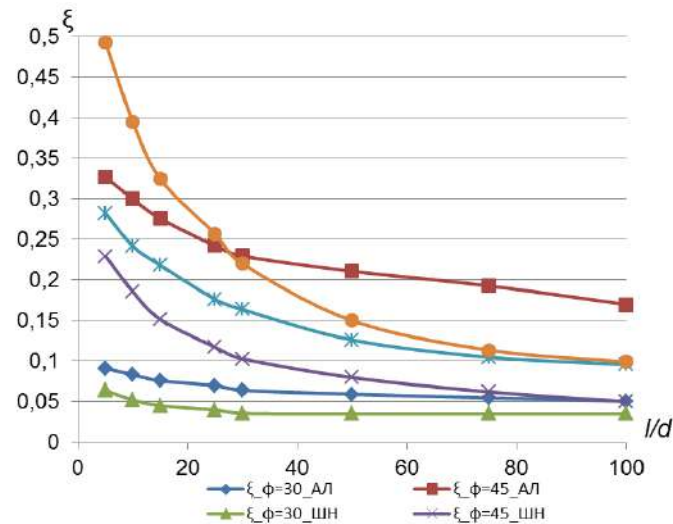
Для визначення кількості тангенціальних завіхрювачів та їх розміщення в трубчастому каналі використані наступні конструктивні схеми: I – поодинокі труба довжиною l з одним тангенціальним завіхрювачем на вході; II – з двома тангенціальними завіхрювачами, де $l_1 = l_2 = l/2$; III – з трьома тангенціальними завіхрювачами, де $l_1 = l_2 = l_3 = l/3$; IV – з чотирма тангенціальними завіхрювачами, де $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l/4$.



a



б



в

Рисунок 4.13 – Зміна числа Нусельта (Nu) (*a*, *б*) і коефіцієнта гідравлічного опору (ξ) (*в*) в залежності від відносної довжини труби (l/d): *a*) при підвищенні кута закрутки; *б*) при підвищенні діаметра труби з $\varnothing 22 \times 1$ до $\varnothing 25 \times 1$; *в*) зміна коефіцієнту гідравлічного опору для труби $\varnothing 22 \times 1$; тут АЛ – аксіально-лопатковий завіхрювач; ШН – шнековий завіхрювач; ТН – тангенціальний завіхрювач.

На рис.4.15 для довжини труби $l=100d$ представлено порівняння ефективності використання тангенціальних завіхрювачів по варіантах, що розглядаються. Результати представлені у вигляді залежності $\frac{\alpha/\alpha_0}{\Delta p/\Delta p_0} = f(\Delta p/\Delta p_0)$, де α – коефіцієнт тепловіддачі, Δp – гідравлічний опір при проходженні ділянки, «0» – параметри труби з одним завіхрювачем (варіант 1). Таке представлення результатів при однакових теплофізичних властивостях теплоносіїв практично відповідає аналогії Рейнольдса.

Аналіз результатів показує, що найбільш ефективним є використання тангенціальних завіхрювачів при варіанті II або III, тобто двох або трьох. Однак за умови спрощення технологічності виготовлення і конструкції, для подальшого розгляду прийнято варіант II - тангенціальний завіхрювач з кутом закрутки $\varphi = 60^\circ$ і кроком розміщення $l/d = 50$.

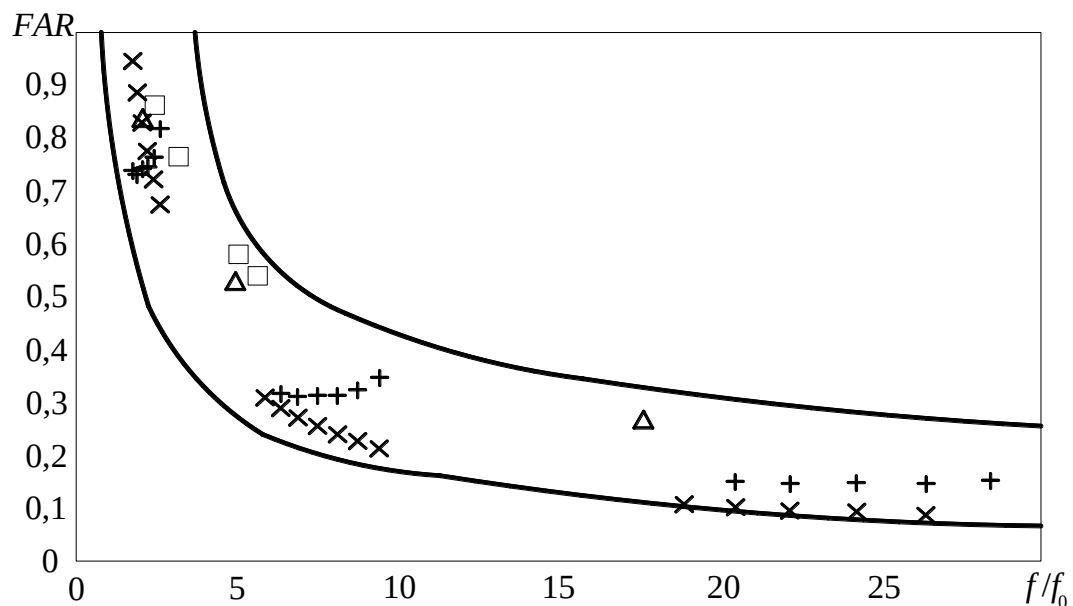


Рисунок 4.14 – Порівняння способів закрутки по фактору аналогії Рейнольдса: верхня лінія – обтікання сферичних заглиблень при низьких числах Рейнольдса, нижня лінія – обтікання ребер при високих числах Рейнольдса, Δ – тангенціальний завіхрювач, $\times$ – аксіально-лопатковий завіхрювач, $+$ – шнековий завіхрювач, $\square$ – виступи скошені і сферичні, прямокутний канал [38, 44, 47].

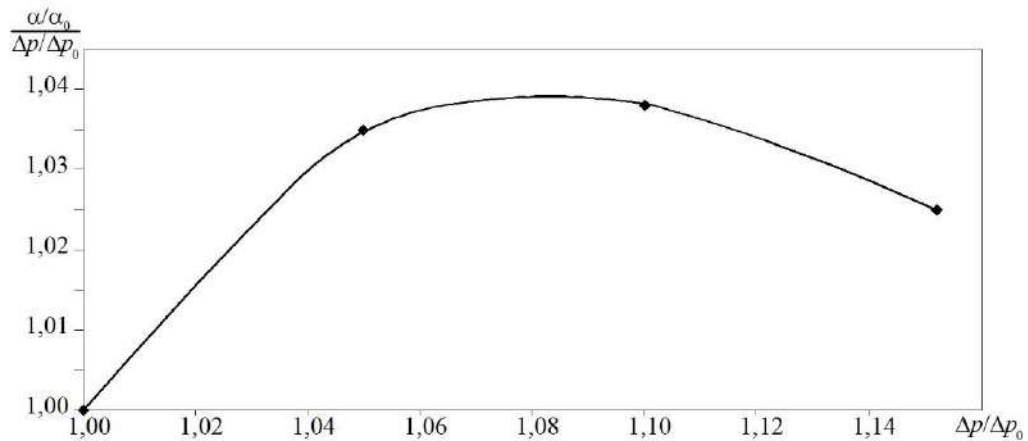


Рисунок 4.15 – Порівняння ефективності використання тангенціальних завіхрювачів

Таке рішення підтверджується оцінкою показників ефективності закрутки уздовж довжини каналу – геометричним ступенем закрутки Φ і тангенсом кута закрутки $\text{tg}\varphi$, коли затухання закрутки потоку відповідає значенню $\Phi = 0,1$.

На рис.4.16 представлені залежності Φ і $\text{tg}\varphi$ від відносної довжини труби $X_{\text{від}}=l/d$ для геометричних параметрів завіхрювача (рис.4.13в) $a/d=0,25$, $b/d=2,95$, що розраховані згідно [47]. Результати показують, що при $X_{\text{від}}=50$ спостерігається затухання закрутки потоку першим завіхрювачем і подальша закрутка повинна забезпечуватись установкою другого завіхрювача у цьому місті.

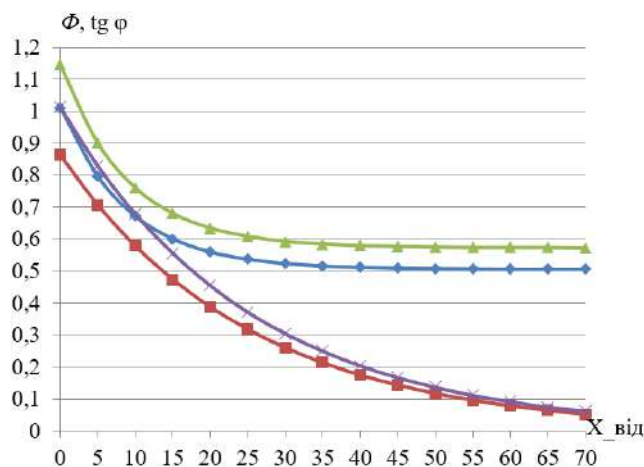


Рисунок 4.16 – Зміна параметрів закрутки потоку по довжині каналу :

◆ – $\text{tg}\varphi$ (d=22 мм); ■ – Φ (d=22 мм); ▲ – $\text{tg}\varphi$ (d=25 мм); ×■ – Φ (d=25 мм)

Підвищення коефіцієнта тепловіддачі за рахунок внутрішньої закрутки потоку збільшує коефіцієнт теплопередачі теплообмінної поверхні, що в свою чергу і призводить до зниження її масогабаритних показників.

Якщо загальну масу регенератора $M_{\text{рег}}$ представити як суму мас його трубного пучка $M_{\text{тр.пуч.}}$ і його корпусу $M_{\text{кор}}$

$$M_{\text{рег}} = M_{\text{тр.пуч.}} + M_{\text{кор}}$$

а співвідношення цих мас в залежності від конструювання і конструкції регенераторів прийняти згідно рис.4.17 [70-78]

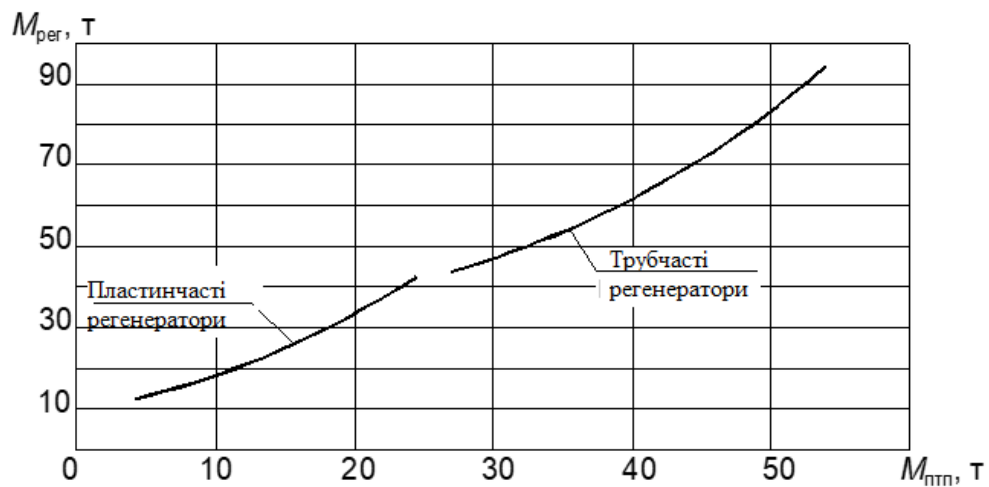


Рисунок 4.17 – Співвідношення мас поверхні теплопередачі ($M_{\text{ппп}}$) і регенератора ($M_{\text{рег}}$) у цілому

як

$$M_{\text{тр.пуч}} = (0,5 \dots 0,65) M_{\text{рег}}$$

$$M_{\text{пласт.мат}} = (0,35 \dots 0,60) M_{\text{рег}}$$

то масу трубчастого регенератора при закрутці потоку можна знайти як

$$M = M_{\text{корп}} + M_{\text{тр.пуч}} / (k/k_0)$$

$$M/M_0 = M_{\text{корп}} / M_0 + M_{\text{тр.пуч}} / M_0 / (k/k_0),$$

де M , k – відповідно маса і коефіцієнт теплопередачі трубного пучка при використанні тангенціальних завіхрювачей, кг; M_0 , k_0 – відповідно маса трубчастого пучка і коефіцієнт теплопередачі регенератора без завіхрювачів.

Результати зниження масогабаритних показників трубчастих регенераторів за рахунок внутрішньої закрутки потоку двома тангенціальними завіхрювачами наведені на рис. 4.18.

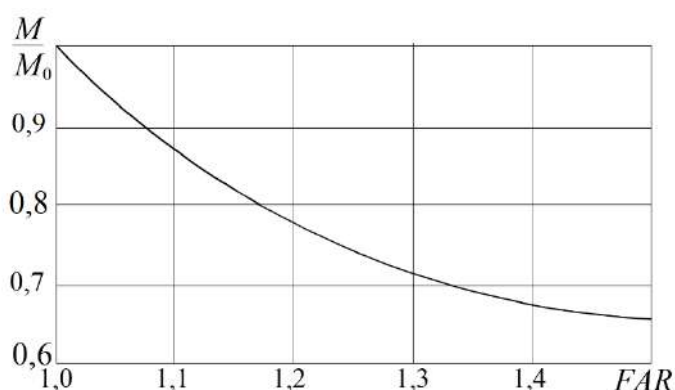


Рисунок 4.18 – Зниження масогабаритних показників регенераторів при внутрішній закрутці потоку

Оскільки регенератори є теплообмінними апаратами типу газ-газ, то для наближення масогабаритних показників трубчастих регенераторів до показників пластинчастих доречно використовувати інтенсифікацію з обох боків теплообмінної поверхні.

4.4 Покращення характеристик компактності регенераторів газоперекачувальних станцій

На рис. 4.19, 4.20 та 4.21 представлені теплообмінні модулі «НЕТ-М1» та «НЕТ-М2» та «НЕТ-М3» [151, 152].

Теплообмінний модуль «НЕТ-М1» являє собою чотирьохходовий перехресно-протиточний по теплоносію всередині трубок та одноходовий по газу. Горизонтальна частина поверхні теплопередачі виконана з гладких еліптичних труб або з оребрених профільованих труб круглого або еліптичного перерізу. Вертикальні з'єднувальні частини виконані з круглих неоребраних труб для полегшення монтажу. Така компоновка дасть можливість використання як зовнішньої, так і внутрішньої інтенсифікації процесів теплообміну.

Теплообмінні модулі «НЕТ-М2» та «НЕТ-М3» призначені для використання в якості регенераторів ГТУ та також є чотирьохходовими перехресно-протиточними теплообмінниками по повітрю всередині трубок та

одноходовими по газу ззовні. Поверхня теплопередачі також може формуватися з еліптичних або оребрених профільованих трубок. Особливістю модулів є наявність максимальної кількості прямих ділянок поверхні теплопередачі, що знижує аеродинамічний опір поверхні як ззовні, так і всередині.

Для використання у складі установок різної потужності використовується необхідна кількість паралельно (рис.4.22) або послідовно (рис.4.23, 4.24) підключених модулів.

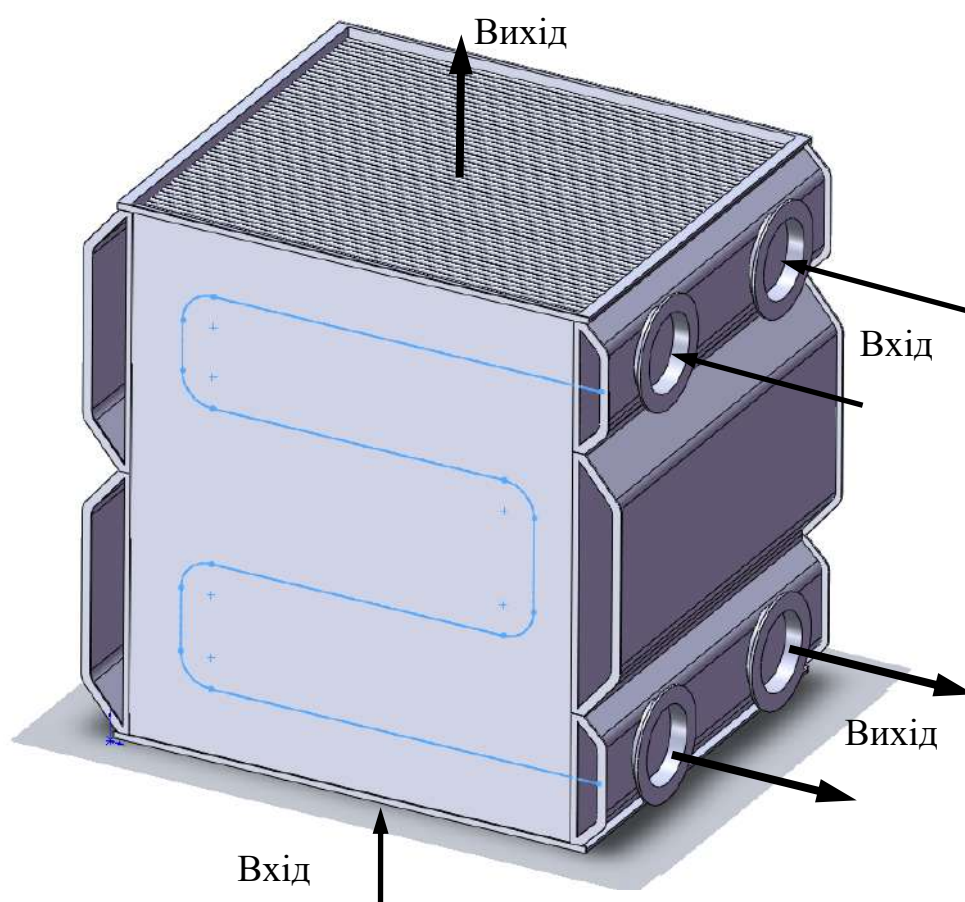


Рисунок 4.19 – Теплообмінний модуль «НЕТ-М1»

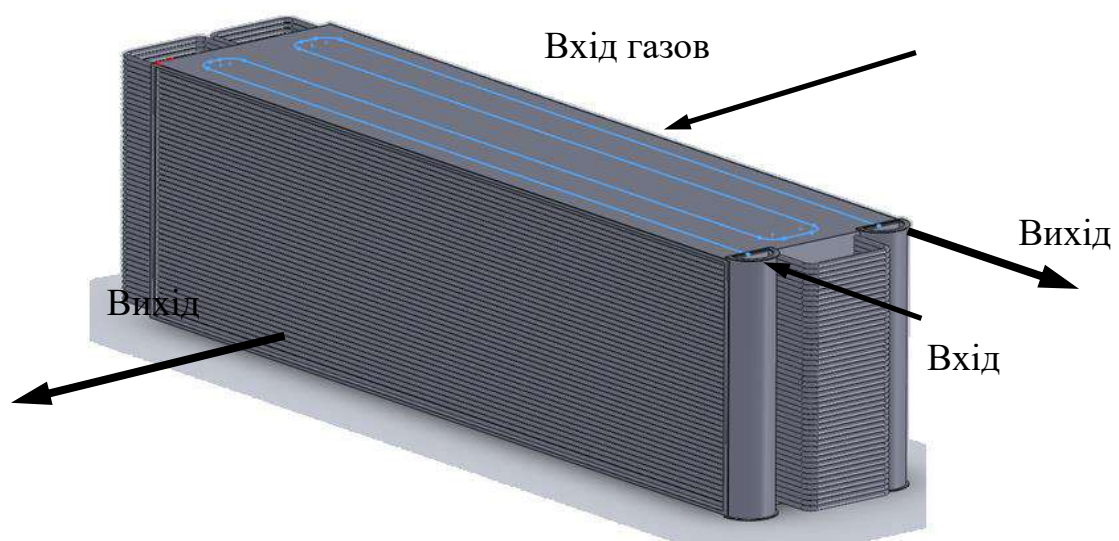
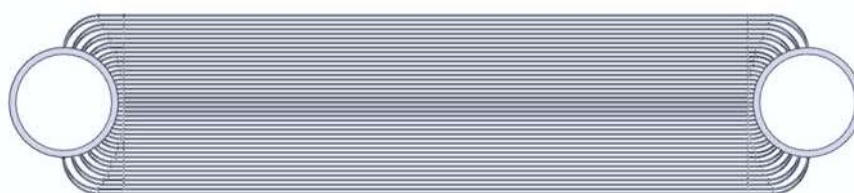


Рисунок 4.220 – Теплообмінний модуль «НЕТ-М2»



a



б

Рисунок 4.21 – Теплообмінний модуль «НЕТ-М3»:

a – вид зверху; *б* – вид збоку.

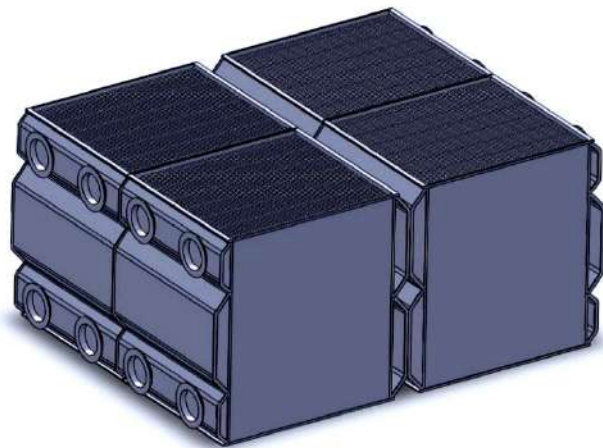
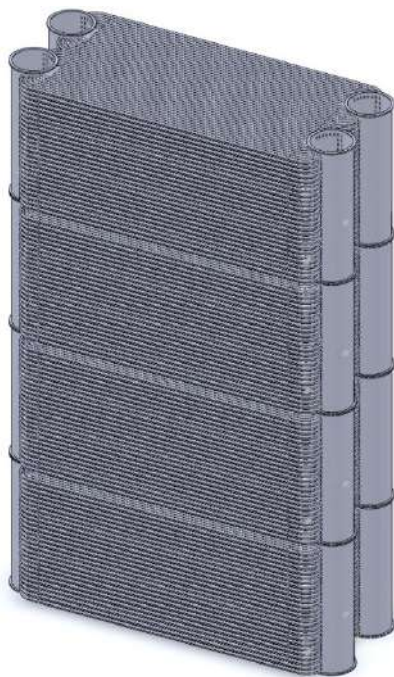


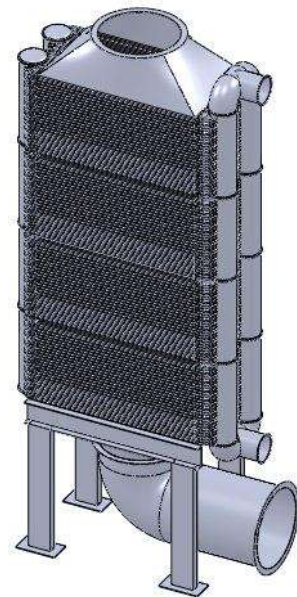
Рисунок 4.22 – Компоновка теплообмінної поверхні «НЭТ-М1» з чотирьох модулів



Рисунок 4.23 – Компоновка теплообмінної поверхні «НЭТ-М2» з восьми модулів



а



б

Рисунок 4.24 – Компоновка теплообмінного апарата «НЭТ-М3»: а – зовнішній вигляд теплообмінної поверхні, б – теплообмінний апарат у зборі (обшивка не показана)

Порівняльна розрахункова оцінка масогабаритних показників та втрат тиску запропонованих конструкцій виконувалась з конструкціями регенераторів ВАТ «Факел» [75], НВФ «Орма» [72] та ДП НВКГ «Зоря»–

«Машпроект» [34, 67]. Порівняння виконувалось за умов вихідних даних регенеративної газотурбінної установки потужністю 10 МВт [34]. Для розрахунків використані критеріальні залежності для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі та гідродинамічного опору для круглих труб [106, 145, 146, 153, 154], для еліптичних труб – залежності (3.38), (3.39). Результати розрахунків представлені у табл.4.6.

Таблиця 4.6 – Масогабаритні показники теплообмінних поверхонь і сумарні втрати тиску регенераторів

Конструкція	Габаритні розміри теплообмінної поверхні $L \times B \times H$, м	Маса теплообмінної поверхні, т	Сумарні втрати тиску, %	Коефіцієнт геометричної компактності $\text{м}^2/\text{м}^3$
«Факел»	5,1×3,2×3,8	27,03	4,1	82
«Орма»	3,8×6,0×2,4	27,02	3,5	78
ДП НВКГ «Зоря»– «Машпроект»	5,2×6,3×1,1	27,3	4,5	93
«НЕТ-М1» (ПТ з круглих труб)	3,6×7,4×1,5	26,8	4,3	91
«НЕТ-М1» (ПТ з еліптичних труб)	3,4×7,2×1,4	22,3	3,6	110
«НЕТ-М2» (ПТ з круглих труб)	4,1×7,5×1,1	26,5	4,1	89
«НЕТ-М2» (ПТ з еліптичних труб)	3,9×7,3×1,5	23,2	3,5	112
«НЕТ-М3» (ПТ з еліптичних труб)	3,4×6,8×1,5	24,0	3,5	116

Результати показують, що конструкція має масу теплопередавальної поверхні меншу, ніж інші. Сумарні втрати тиску поступаються тільки регенератору «Орма», але останній має більшу масу.

Основною перевагою еліптичних поверхонь є їх більш низький, у порівнянні з пучками круглих труб, аеродинамічний опір. Це дозволяє підвищити швидкість обтікання поверхонь, що інтенсифікує теплопередачу.

Регенератори газотурбінних установок є одним з найбільш металоємних елементів установки, оскільки, виходячи з вимог забезпечення ресурсу, вони виконуються трубчастими [65-67]. Їх маса може досягати 120 т, при проектуванні коефіцієнт запасу міцності переважає 1,5...2 і використовується дорогі жароміцні низьколеговані сталі. Це призводить до подорожчання регенераторів і відповідно всієї установки у цілому.

Згідно [101, 161], номінальна товщина стінки прямої труби визначається як

$$S = S_p + C_1 + C_2, \text{ мм}, \quad (4.1)$$

де S_p – розрахункова товщина стінки, мм; C_1 – виробнича надбавка на товщину, мм; C_2 – експлуатаційна надбавка на товщину, мм.

Розрахункова товщина стінки S_p визначається як [161]:

$$S_p = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] + p}, \text{ мм}, \quad (4.2)$$

де p – робочий тиск, МПа; d – діаметр труби, мм; φ – коефіцієнт міцності зварного шва; $[\sigma]$ – допустимі напруження, МПа.

Виробнича надбавка на товщину C_1 розраховується як

$$C_1 = C_{11} + C_{21}, \text{ мм}, \quad (4.3)$$

де $C_{11} = \frac{\Delta}{100} \cdot S$, $\Delta=10\%$ – надбавка, що компенсує 10% допуск на товщину; C_{21} – зазвичай приймається рівною нулю для прямолінійної ділянки труби [161].

Експлуатаційна надбавка C_2 розраховується як

$$C_1 = C_{21} + C_{22}, \text{ мм}, \quad (4.4)$$

де C_{21} – надбавка, що компенсує зниження міцності по повітряній стороні; C_{22} – надбавка, що компенсує зниження міцності по газовій стороні.

Таким чином, вибір матеріалу теплообмінної поверхні може варіюватись тільки за рахунок зміни допустимих напружень $[\sigma]$ і на підставі цього відповідному коригуванню матеріалу по залежності (4.2), оскільки складові залежностей (4.3) і (4.4) є фактично величинами фіксованими.

Визначена розрахункова товщина стінки регенератора регенеративної газотурбінної установки потужністю 10 МВт [144].

Зміна допустимих напружень приймалась у діапазоні 120...10 МПа, де верхнє значення характерно для сталей типу 15 ХМ при температурі 480...500°C, нижнє для сталей типу 20, 20К при тієї ж температурі.

Результати розрахунку номінальної товщини стінки представлені на рис.4.25. Отримана залежність показує, що розрахована товщина не перевищує 1 мм навіть при значенні $[\sigma]=26$ МПа при збереженні ресурсу 10^5 годин, що відповідає сталі Ст20К.

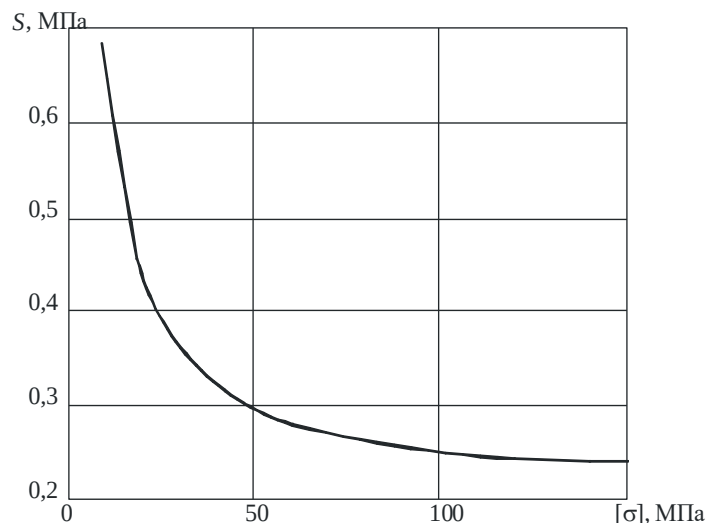


Рисунок 4.25 – Зміна номінальної товщини стінки в залежності від допустимих напружень

Коефіцієнт запасу по товщині стінки можна представити як

$$k_{\text{zap}} = \frac{S_{\text{тр}}}{S}, \quad (4.5)$$

де $S_{\text{тр}}$ – прийнята для розрахунків товщина стінки труби.

Зміна коефіцієнту (4.5) в залежності від допустимих напружень матеріалів, що використовуються, представлена на рис.4.26.

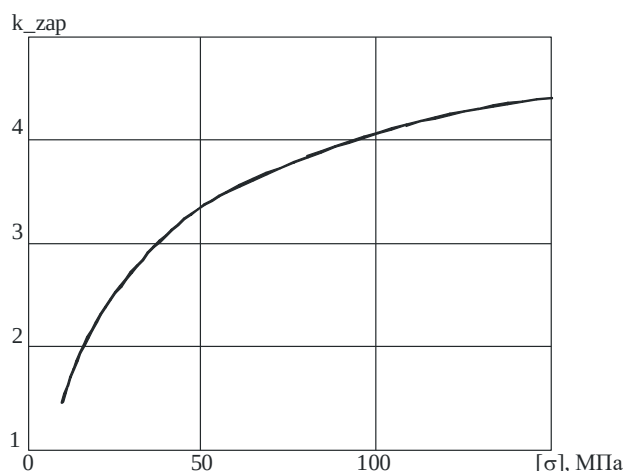


Рисунок 4.26 – Зміна коефіцієнту запасу по товщині стінки в залежності від допустимих напружень

Аналіз отриманої залежності показує, що при використанні в якості матеріалу теплообмінної поверхні сталі 15ХМ ($[\sigma]=113$ МПа) коефіцієнт запасу $k_{zap}=4,1$, а сталі Ст20К ($[\sigma]=26$ МПа) $k_{zap}=2,5$. Таким чином, використання останнього матеріалу дає змогу значно знизити вартість регенератора, зберігаючи при цьому його ресурсні показники.

Далі представлена порівняльна економічна оцінка ефективності регенераторів, виконаних зі сталі Ст20К та 15ХМ у складі регенеративної газотурбінної установки потужністю 10 МВт.

За результатами експертних оцінок прийнятий час роботи установки на протязі року 5000 годин, середня економія палива при підвищенні ефективності регенератора $\sigma=0,7$ до $\sigma=0,8$ $\Delta g_e=250$ м³/год [133].

Вартість регенератора визначалась, виходячи з досвіду проектування, по укрупненій залежності

$$K = k_1 \cdot k_2 \cdot M \cdot K_{ст}, \quad (4.6)$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує збільшення маси регенератора за рахунок корпусних конструкцій, в розрахунках приймався $k_1 = 1,5$; k_2 – коефіцієнт, що враховує витрати на збирання, транспортування і монтаж регенератора, в

розрахунках приймався $k_2 = 1,5$; M – маса теплообмінної поверхні, приймалась $M = 54$ т [9]; $K_{ст}$ – вартість сталі, в розрахунках приймалась $K_{ст20К} = 3100$ \$/т, $K_{15ХМ} = 5000$ \$/т. Оцінена по залежності (4.6) вартість регенератора, виконаного за сталі Ст20К склала 370000 \$, зі сталі 15 ХМ – 600000 \$.

Результати розрахунку економічного ефекту у вигляді дисконтованого грошового потоку [162, 163] представлені на рис.4.27.

Аналіз результатів показує, що термін окупності регенератора за сталі Ст20К складає близько 1,6 року, зі сталі 15ХМ – 2,8 року. При цьому, за 7,5 років можлива одна повна заміна регенератора зі сталі 15ХМ за рахунок отриманого прибутку. При цьому для регенератора зі сталі Ст20К можлива заміна на четвертий та восьмий рік експлуатації з додатковим отриманням економічного ефекту на рівні 250 тис\$.

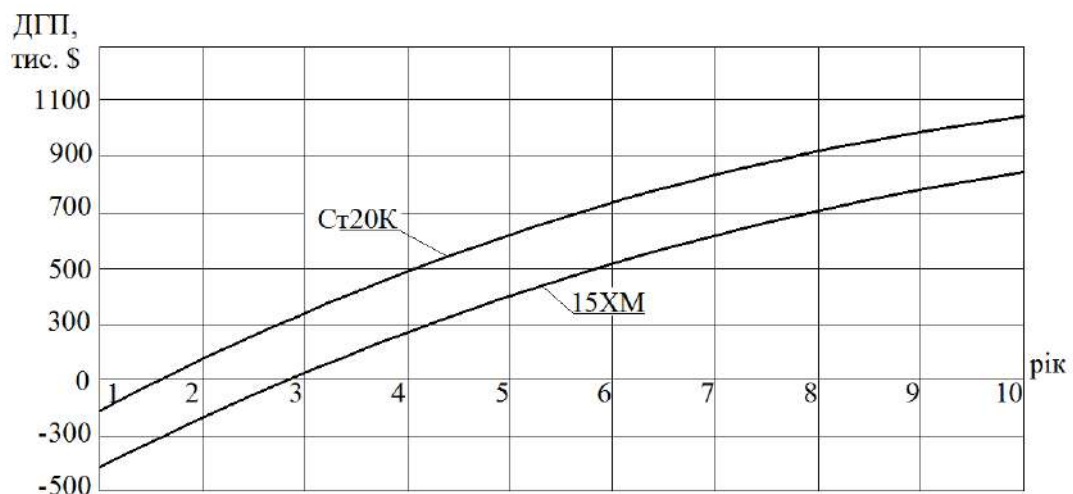


Рисунок.4.27 – Зміна дисконтованого грошового потоку (ДГП) по роках експлуатації

Представлені на рис.4.27 результати отримані для умов забезпечення капіталовкладень без віддачі банківських кредитів (наприклад, за рахунок власних коштів підприємства). У випадку ж банківського кредитування, термін окупності підвищиться у середньому на 1,5...3 роки в залежності від схеми отримання кредиту.

Якщо температура газів на вході в регенератор перевищить $530...550^{\circ}\text{C}$, то в цьому випадку велика імовірність того, що температура стінки труби перевищить 500°C і зробить неможливим використання сталі СТ20К в якості матеріалу теплообмінної поверхні. В цьому випадку, доречно виконати регенератор частково зі сталі 15ХМ як високотемпературну секцію та СТ20К – як низькотемпературну.

Розрахунок економічного ефекту для такого варіанту виконання приведений на рис.4.28

Оцінка показує, що для розглянутих умов для регенеративної газотурбінної установки потужністю 10 МВт при виконанні $\frac{1}{4}$ регенератора зі сталі 15ХМ та $\frac{3}{4}$ зі СТ20К його вартість, оцінена по залежності (4.6) складе 430000\$. В результаті, термін окупності капіталовкладень складе близько 2 років, а за 4,5 роки можлива заміна регенератора за рахунок отриманого прибутку.

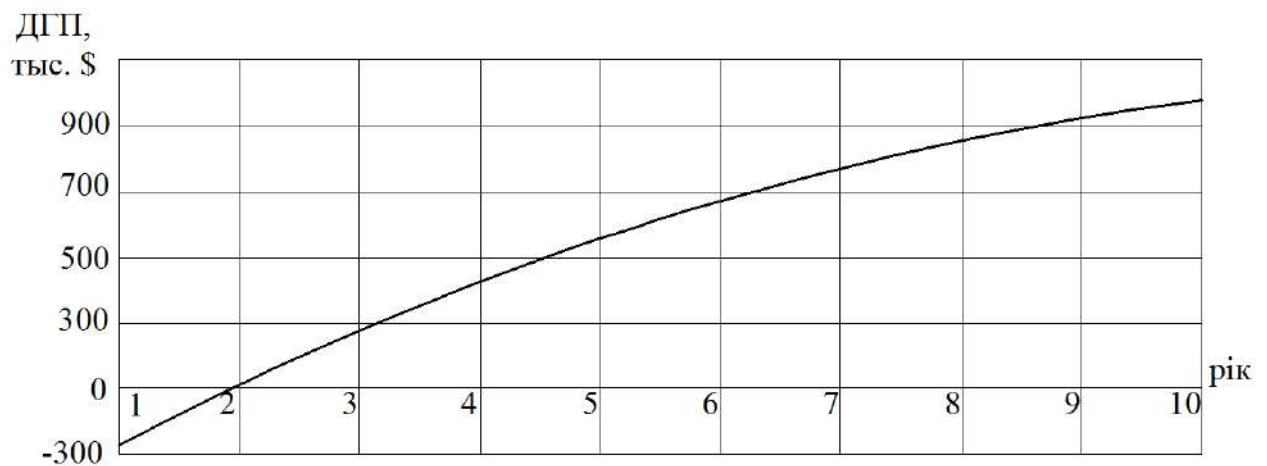


Рисунок 4.28 – Зміна ДГП по роках експлуатації при виконанні регенератора з високотемпературної та низькотемпературної секції

Допустимі напруження $[\sigma]$, що входять до залежності (4.2) приймаються у відповідності до заданого ресурсу та максимальної температури, яка приймається в якості розрахункової [102].

Секційне виконання теплообмінних апаратів дасть змогу знизити розрахункову температуру низькотемпературної секції, що, відповідно підвищить ресурс апарату.

4.5. Покращення характеристик компактності утилізаційних котлів енергетичних газотурбінних установок

Утилізаційні котли енергетичних газотурбінних установок призначені для утилізації теплоти відпрацьованих газів енергетичних газових турбін для вироблення теплової енергії у вигляді перегрітої, насиченої пари або гарячої води.

Компонувальна схема одного з варіантів таких котлів аналогічна рис.4.5. Котел має прямокутну форму перерізу та містить чотири поверхні нагріву - пароперегрівну, випарну, економайзерну та поверхню газового підігрівача мережевої води (на рисунку не показаний).

Розглянуто наступні варіанти поверхонь: поверхня I – круглі трубки зі спіралью-стрічковим оребренням; поверхня II – оребрені еліптичні труби з лунковими системами на ребрах. Еквівалентний діаметр несучої труби для всіх поверхонь $d_{\text{екв}} = 0,022\text{м}$, співвідношення напіввісів еліпсу 2,5:1; кроки труб при шаховому розташуванні поперечний $s_1/d_{\text{екв}} = 1,3$, повздовжній – $s_2/d_{\text{екв}} = 1,6$. Параметри оребрення поверхні I прийняті за даними [30], для поверхні II за результатами глави 3. Товщина стінок для $\delta_{\text{ст}}=0,002\text{ м}$.

Параметри установки UGT15000 з двигуном ДС90 – температура 420°C та витрата відпрацьованих газів 72,0 кг/с – прийняті за даними [2, 30].

Результати математичного моделювання процесів теплопередачі в каналах трубних пучків із зазначеними поверхнями і оцінка ефективності процесів перенесення теплоти в котлах газотурбінних двигунів представлена в таблиці 4.4.

Таблиця 4.7 – Оцінка ефективності модернізації утилізаційного котла енергетичної газотурбінної установок

Характеристики	До модернізації [30]	Після модернізації
Тип поверхні нагріву	Поверхня І	Поверхня ІІ
Показник ефективності тепловіддачі FAR	0,38	1,03
Показник ефективності теплопередачі FAR_k	0,23	0,51
Встановлена поверхні нагріву (по газовій стороні), m^2	10530	7318
Маса поверхні нагріву котла, т	75,8	65,1
Об'єм поверхні нагріву котла, m^3	128,3	112,4
Відносна маса, кг/кВт	3,03	2,61
Відносний об'єм, $m^3/кВт$	0,0051	0,0045
Коефіцієнт геометричної компактності, m^2/m^3	290	330
Аеродинамічний опір, кПа	4,9	4,4

Результати показали зниження маси поверхні нагріву на 14%, об'єму – 12,4%.

4.6 Покращення характеристик нагрівача-утилізатора повітряної теплоутилізуючої турбінної установки

Повітряні теплоутилізуючі турбінні установки (ПТТУ) є перспективним напрямком підвищення ефективності газотурбінних установок. Найбільш металоемким елементом таких установок є нагрівачі-утилізатори (табл.4.8) [155-157]. Представлені параметри розраховані для випадку виконання теплообмінної поверхні з круглих труб.

На рис.4.29 представлений варіант компонування модулів «НЕТ-М1» для нагрівача-утилізатора повітряної турбінної теплоутилізуючої установки.

Розглянуто зміну компактності для трьох варіантів поверхонь: гладкі еліптичні труби; оребрені еліптичні труби з лунковими системами на ребрах та труби круглого перерізу із спіралью-лунковими системами на ребрах. Еквівалентний діаметр несучої труби для всіх поверхонь $d_{екв} = 0,022m$,

співвідношення напіввісів еліпсу 2,5:1; кроки труб при шаховому розташуванні поперечний $s_1/d_{\text{екв}} = 1,3$, повздовжній – $s_2/d_{\text{екв}} = 1,6$. Параметри оребрення за результатами глави 3. Товщина стінок для неоребраних поверхонь $\delta_{\text{ст}} = 0,001$ м, для оребраних – $\delta_{\text{ст}} = 0,002$ м.

Результати отримані для характеристик двигуна *UGT-16000* [155].

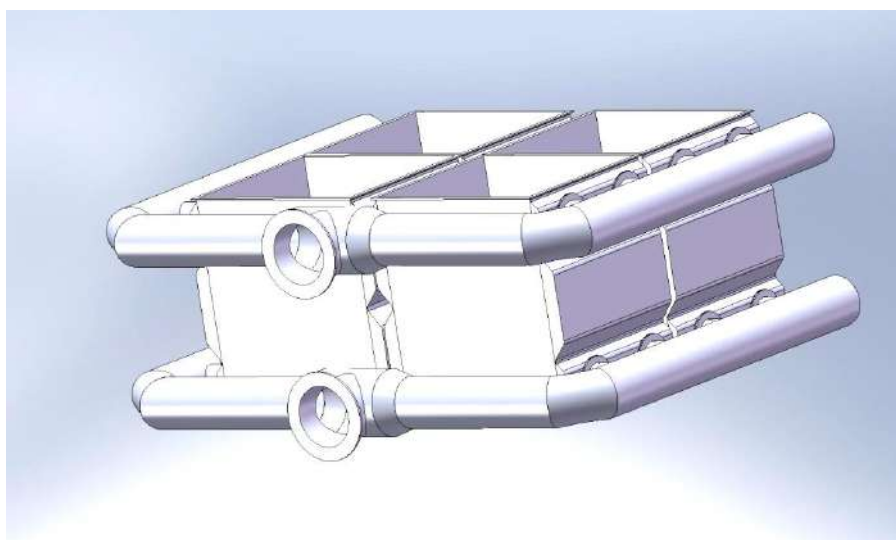


Рисунок 4.29 – Компонування нагрівача-утилізатора для ПТТУ

Таблиця 4.8 – Масагабаритні показники нагрівачів-утилізаторів для різних газотурбінних двигунів

Найменування параметру	<i>GTU-25P</i>	<i>LM2500 PR</i>	<i>MFT-8</i>	<i>SGT-609</i>	<i>Titan250</i>	<i>UGT 16000</i>	<i>UGT 25000</i>
Ступінь утилізації теплоти в нагрівачі-утилізаторі	0,8619	0,8590	0,8576	0,8628	0,8654	0,8497	0,8579
Площа поверхні, м ²	14920	15064	14168	14173	11925	14293	14529
Маса, т	146,6	148,1	139,3	139,3	117,2	140,5	142,8

Результати аналізу впливу форми поверхні на масу нагрівача-утилізатора представлені у табл.4.9.

Таблиця 4.9 – Вплив форми поверхні теплопередачі на масу нагрівача-утилізатора

Форма поверхні теплопередачі	Маса нагрівача-утилізатора, т	Коефіцієнт компактності, м ² /м ³
Гладкотрубна кругла	140,5	89
Гладкотрубна еліптична	101,2	97
Еліптична ребрена з лунковими системами на ребрах	96,8	360
Кругла із спірально-стрічковим ребренням з лунковими системами на ребрах	119,7	290

Отримано, що найбільш ефективною поверхнею є ребрена еліптична поверхня з лунковими системами на ребрах.

4.7 Покращення характеристик апаратів повітряного охолодження

Апарати повітряного охолодження (АПО) технологічних рідин знайшли широке використання, зокрема на компресорних станціях магістральних газопроводів в якості охолоджувачів стисненого газу [158].

Зовнішній вигляд зигзагоподібного АПО представлений на рис. 4.30.

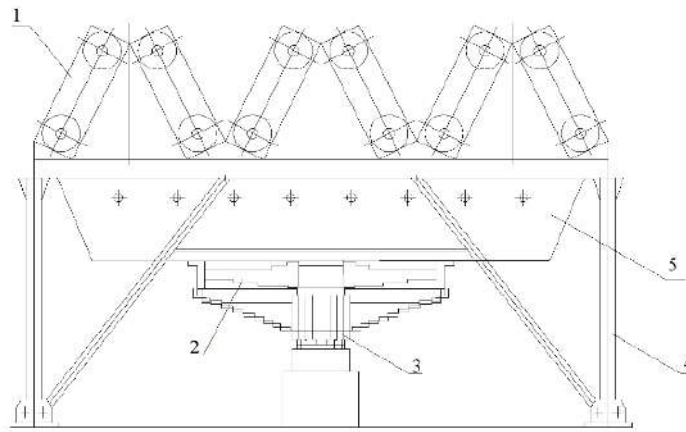


Рисунок 4.30 – Зовнішній вигляд апарату повітряного охолодження: 1 – теплопередавальна секція, 2 – вентилятор, 3 – електродвигун, 4 – каркас, 5 - дифузор

Апарати повітряного охолодження виконують з розвиненою поверхнею нагріву з оребрених труб з різними видами оребрення.

Інтенсифікацію теплопередачі в таких теплообмінних апаратах доречно виконувати з метою зниження потужності привідних вентиляторів. З цієї мети доречно використання еліптичних труб.

Вдосконалення такого профілю можливо за рахунок використання механізму «керованого відриву потоку», оскільки відрив обумовлює підвищення загального опору теплообмінної поверхні. Такий механізм, у свій час, був запропонований ІТТФ НАН України шляхом використання, як один з варіантів, одно- та дворядних систем поверхневих заглиблень на поверхні теплопередачі. Дослідження такого механізму на круглому циліндрі показали, що розташування заглиблень перед точкою відриву дозволило знизити коефіцієнт втрат тиску майже в два рази при $Re = 25000$ і зовнішньої турбулентності 1 ... 4% [43].

Оскільки в перерізі вихровий профіль, що генерується, має трикутну форму, запропоновано в районі точки відриву потоку при обтіканні еліптичної труби виконати трикутну виїмку (рис.4.31) [159, 160].

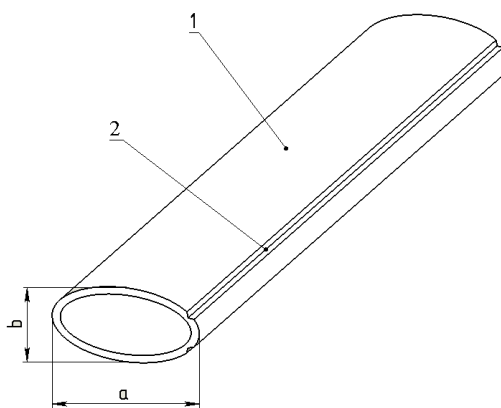


Рисунок 4.31 – Загальний вигляд теплообмінної поверхні: 1– еліптична основа, 2 – трикутна виїмка.

Оцінка теплогідравлічної ефективності була виконана на підставі обґрунтованої у гл.2 *RSM*-моделі турбулентності для еліптичних гладких труб, еліптичних труб з трикутною виїмкою і еліптичних ребрених труб з лунками на ребрах. Результати представлені на рис. 4.32 та 4.33.

Аналіз рис.4.32 показує, що при використанні вказаних теплообмінних поверхонь можна досягнути значного підвищення ефективності апаратів повітряного охолодження.

Так, наприклад, при використанні труб еліптичного поперечного перерізу з трикутною виїмкою можна досягти поліпшення тепловіддачі на 14%, підвищення ефективності $\epsilon_{\text{АПО}}$ до 0,79 ... 0,82.

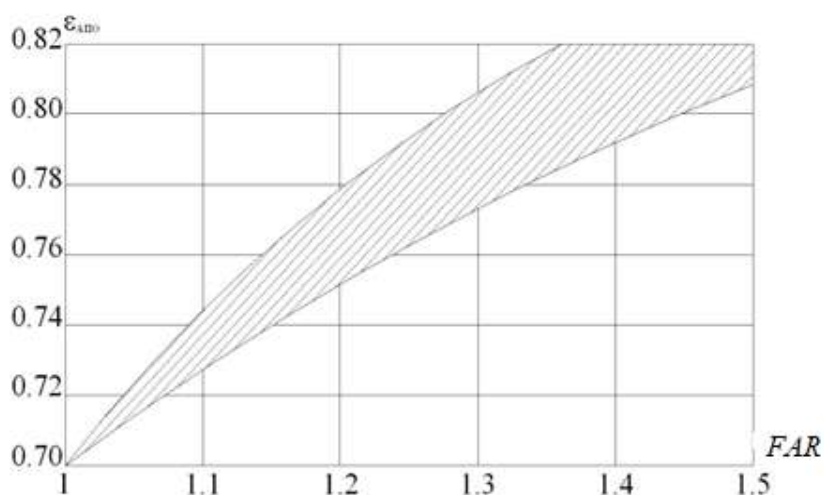


Рисунок 4.32 – Підвищення ефективності апаратів повітряного охолодження при використанні профільованих поверхонь

Аналіз рис. 4.333 показує, що при використанні зазначених теплообмінних поверхонь з інтенсифікаторами тепловіддачі кінцевим ефектом буде зниження витрат електроенергії при експлуатації АПО. Так, при використанні в АПО труб еліптичного поперечного перерізу з трикутної виїмкою можливе зниження енергоспоживання до 16%.

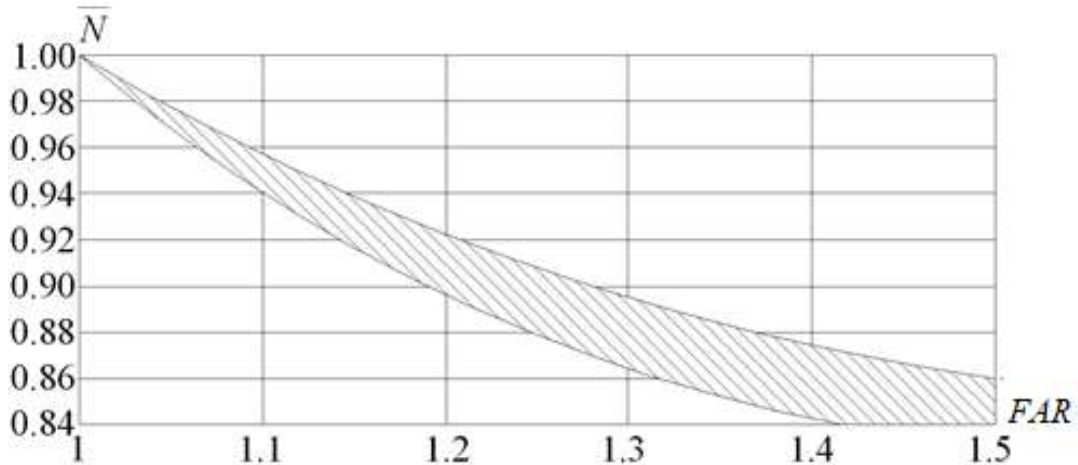


Рисунок 4.33 – Зниження енергоспоживання апаратів повітряного охолодження при використанні профільованих поверхонь

Отримані поля значень обумовлені зміною режимних параметрів теплоносіїв і варіюванням геометричних параметрів інтенсифікаторів.

4.8 Оцінка зміни ресурсу теплопередавальних елементів енергетичних установок

Оцінка імовірності безвідмовної роботи виконана для

- пароперегрівачів утилізаційних котлів суднових дизельних та газотурбінних установок,
 - регенераторів газотурбінних установок
- як найбільш термічно навантажених елементів.

Вихідними даними для розрахунків є [5, 19, 30]:

- матеріал теплообмінної поверхні Ст15К;
- температура відпрацьованих газів 285;
- дизельного двигуна перед УК, °C

- температура відпрацьованих газів газотурбінного двигуна перед УК, °C 390;
- температура відпрацьованих газів газотурбінного двигуна перед регенератором, °C 460.

Згідно результатів розрахунків п.4.1, для прийнятих значень геометричних параметрів трубних пучків зниження температури теплообмінної поверхні складе 6°C для пароперегрівачів утилізаційних котлів дизельних установок, 6°C для пароперегрівачів утилізаційних котлів газотурбінних установок та 10°C для регенераторів газотурбінних установок.

Розрахунок проведений згідно залежності (2.37).

Значення коефіцієнтів варіації при розрахунках прийняті по рекомендаціям [98, 99].

Результати розрахунків представлені на рис.4.34...4.36.

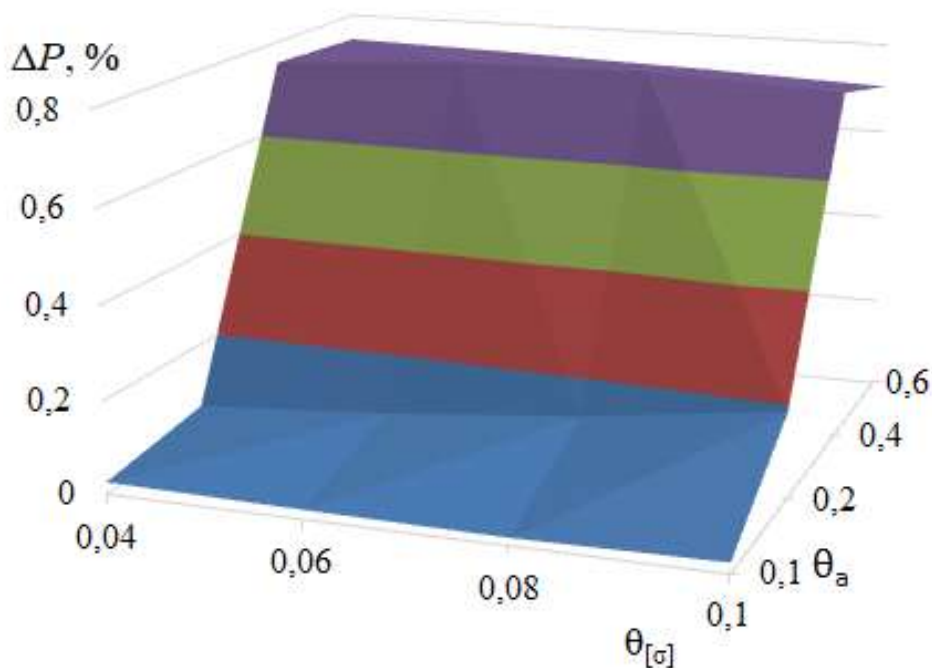


Рисунок 4.34 – Оцінка імовірності безвідмовної роботи пароперегрівника утилізаційного котла суднової дизельної енергетичної установки

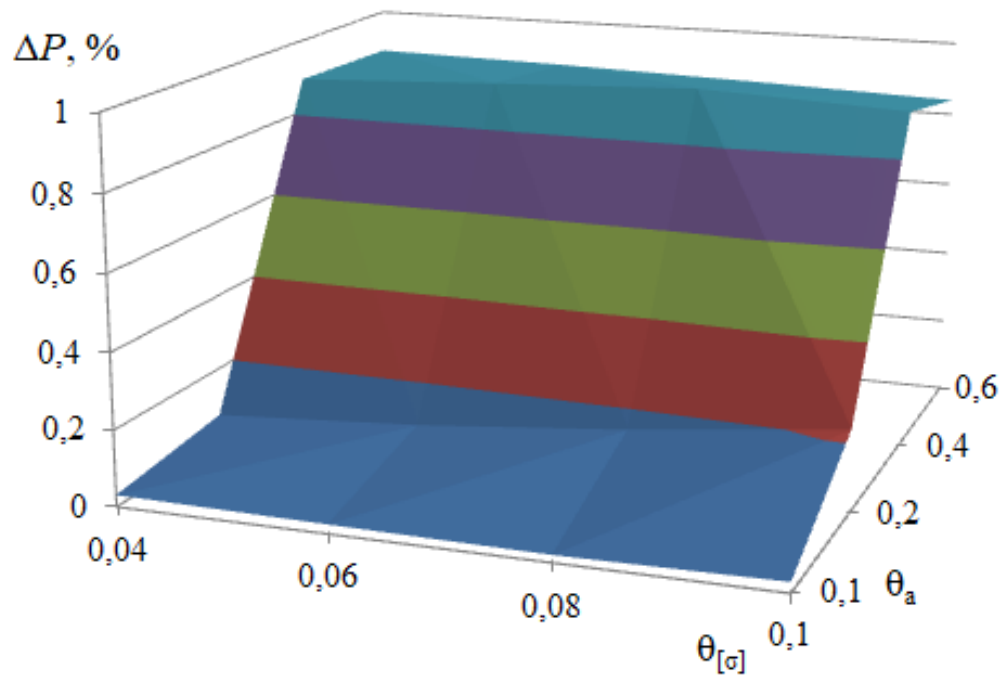


Рисунок 4.35 – Оцінка імовірності безвідмовної роботи пароперегрівника утилізаційного котла суднової газотурбінної енергетичної установки

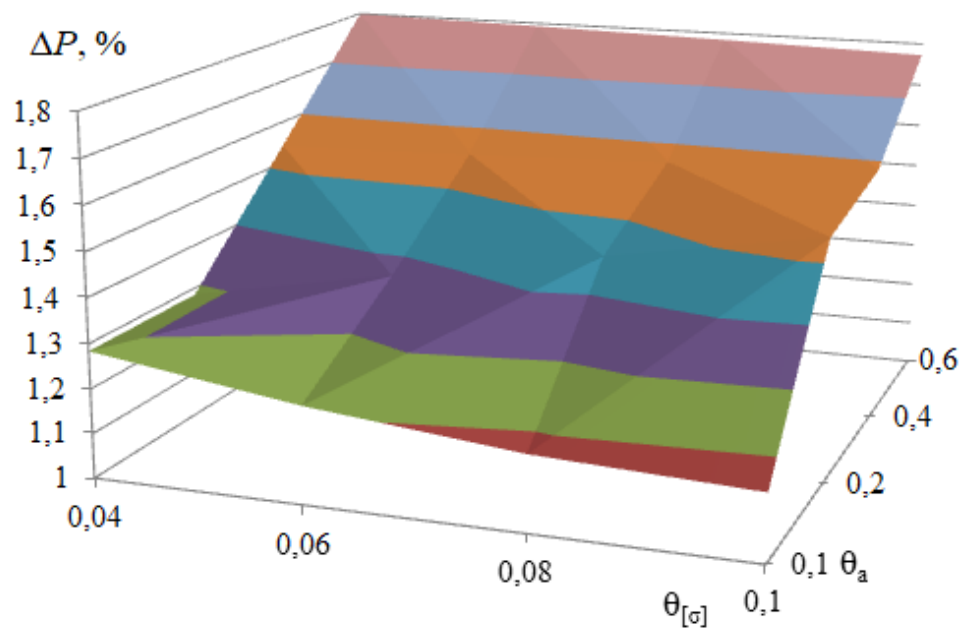


Рисунок 4.36 – Оцінка імовірності безвідмовної роботи регенератора газотурбінної енергетичної установки

Аналіз отриманих результатів показує, що більший вплив на імовірність безвідмовної роботи оказують коливання коефіцієнту $\theta_{[\sigma]}$. Вочевидь, це викликано постійно діючими тепловими навантаженнями у обраному інтервалі температур, а також прийнятому при проектних розрахунках значеннях коефіцієнту запасу міцності.

Зміна амплітудних навантажень має незначний вплив .

Висновки за главою 4

1. Підвищення компактності суднових утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок досягається за рахунок використанням гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і повздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}}=1,1 \dots 1,4$ і $s_2/d_{\text{екв}}=1,5 \dots 1,9$, що підвищує ефективність перенесення теплоти на 24...31 % у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

2. Подальше підвищення компактності суднових енергетичних установок та їх котлів досягається додатковим використанням послідовним розташуванням лунок на ребрах при спірально-стрічковому зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметру d $H/d = 0,125 \dots 0,5$ та плоскому на еліптичних трубах з $H/d = 0,1 \dots 0,3$ з, що відповідно підвищує ефективність перенесення теплоти на 33% та 35% абсолютних у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

3. Для регенераторів суднових енергетичних установок додаткове використання лункових систем з параметрами, аналогічними пункту 2 відповідно підвищує ефективність на 34% та 36% абсолютних.

5. Використання в апаратах повітряного охолодження поверхонь теплопередачі з керованим відривом потоку дозволяє підвищити їх ефективність до 12% та знизити енергоспоживання до 16%.

6. Використання в утилізаційних котлах та нагрівачах-утилізаторах повітряних теплоутилізуючих турбінних установок еліптичних поверхонь та

еліптичних оребраних та круглих оребраних поверхонь з лунковими системами на ребрах дозволяє знизити масу поверхні нагріву таких котлів до 24%.

7. Розроблені конструктивні схеми теплопередавального обладнання для охолодження, регенерації і утилізації теплоти в суднових енергетичних установках дозволяють відповідно досягнути покращення економічності – до 3%, інтенсивності теплових викидів – до 7%, шкідливих викидів – до 3%, ресурсних – до 5% і масогабаритних – до 20% для неоребраних поверхонь і відповідно до 5%, 10%, 5%, 7% і 15% для оребраних.

Основні наукові результати глави опубліковані в [143-147, 151, 155-157, 159, 160, 164, 166-170].

ГЛАВА 5. ПОЛІПШЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЕФЕКТИВНИХ І КОМПАКТНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

5.1. Покращення характеристик двигунів та енергетичних установок за рахунок використання в них вдосконалених теплообмінних апаратів

Суднові енергетичні установки з головними малообертовими двигунами. Розглянуто два варіанта енергетичних установок, котрі відрізняються потужністю головних двигунів та складом установки.

Варіант I. Суднова енергетична установка з двигуном MAN B&W 6S50ME-B9.3 потужністю $N_e=8680$ кВт. До складу установки входять також утилізаційний котел головного двигуна паропродуктивністю 1,36 т/год та допоміжний котел паропродуктивністю 16 т/год.

Вихідні дані для розрахунку прийняті за [171]. Розрахунки виконані шляхом математичного моделювання процесів термодинамічного циклу двигуна внутрішнього згоряння з використанням програмного середовища з відкритим кодом, реалізованим на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК імені адмірала Макарова [84, 85], on-line сервісу Blitz-PRO [172] та програмного середовища, реалізованого на кафедрі СЕУ та ТЕ ОНМУ [173]. Оцінка зниження питомої витрати палива при використанні охолоджувачів наддувного повітря з різними поверхнями нагріву наведено на рис.5.1.

Підвищення ефективності охолоджувача з 0,90 до 0,96 дає можливість зниження витрати палива майже на 0,0004...0,0007 кг/(кВт·год).

Результати показують, що найбільшу ефективність мають орбрені поверхні з плоскоовальних труб з лунковими системами на ребрах.

Згідно статистичних даних [174, 175], пароспоживання на окремих режимах роботи установки досягає 16,5 т/год. Тоді, використовуючи підігрів живильної води котла до 120°C у високотемпературній секції охолоджувача наддувного повітря головного двигуна можливо збільшення

паропродуктивності утилізаційного котла до 3,63 т/год. Це призведе до економії палива допоміжного котла.

Оцінка зниження витрати палива допоміжного котла в залежності від ефективності утилізаційного котла приведена на рис.5.2. При оцінці ефективності утилізаційного котла прийняті параметри поверхні теплопередачі: $d_{\text{екв}}=0,022$ м та кроки труб в пучках $s_1/d_{\text{екв}}=1,3$ та $s_2/d_{\text{екв}}=1,6$.

Енергетична компактність оцінена для двох елементів установки – головного двигуна та утилізаційного котла.

Геометричні розміри головного двигуна прийняті за даними [5], утилізаційного котла – за результатами розрахунків, що представлені у таблиці 4.1. Для умов «базового» утилізаційного котла коефіцієнт енергетичної компактності склав $\psi_{\text{ен}}=11,81$ кВт/м³, для котла з інтенсифікацією тепловіддачі $\psi_{\text{ен}}=13,72$ кВт/м³, тобто підвищення склало близько 14%.

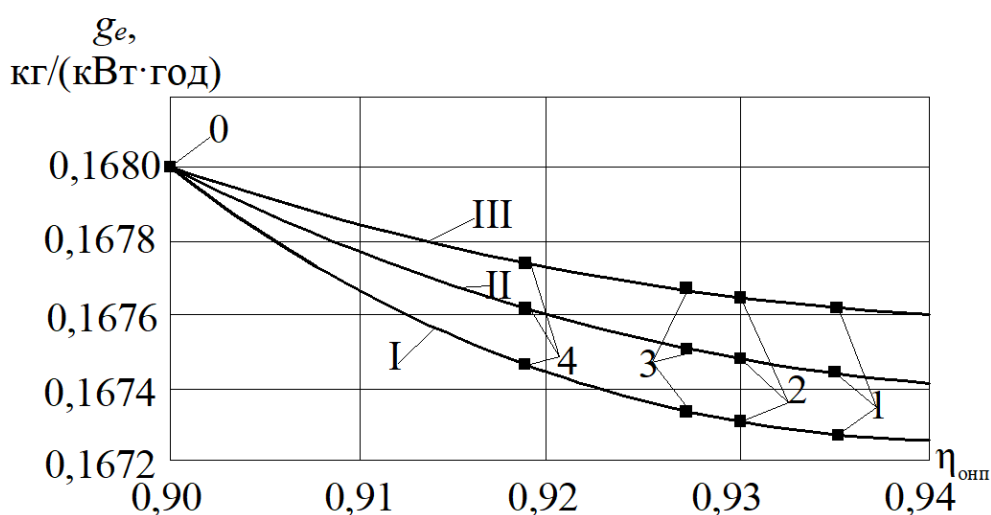


Рисунок 5.1 – Залежність питомої витрати палива двигуна 6S50ME-B9.3 від ефективності охолоджувача наддувального повітря для оребрених поверхонь теплопередачі: 1 – плоскоовальні труби з лунковими системами ($FAR_k=1,1$); 2 – еліптичні труби з лунковими системами ($FAR_k=1,08$); 3 – еліптичні труби ($FAR_k=1,02$); 4 – круглі труби зі спіралью-стрічковим оребренням з лунковими системами ($FAR_k=0,68$); 0 – оребрена поверхня нагріву [171] ($FAR_k=0,68$); за результатами розрахунку I – програмного середовища [84, 85], II – програмного середовища [173]; III – on-line сервісу *Blitz-PRO* [172].

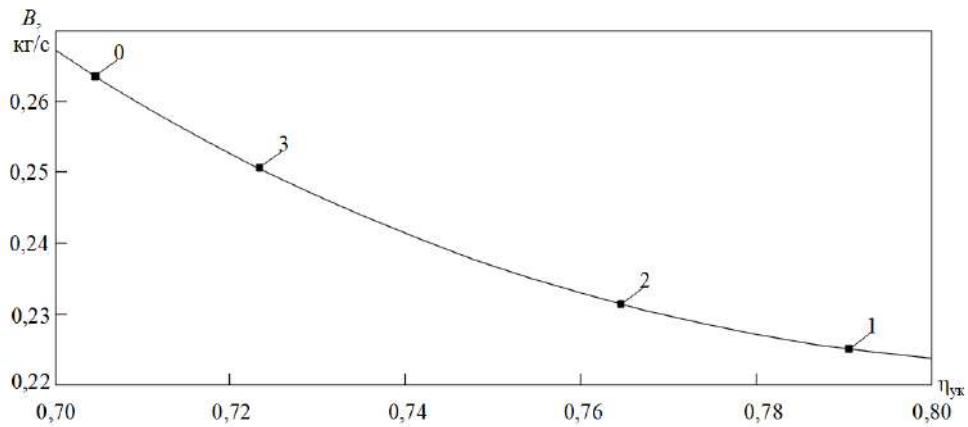


Рисунок 5.2 – Зниження витрати палива допоміжного котла в залежності від ефективності утилізаційного котла головного двигуна, позначені орбрені поверхні теплопередачі виконані з: 1 – еліптичних труб з лунковими системами ($FAR_k=1,05...1,07$); 3 – еліптичних труб ($FAR_k=1,01$); 4 – круглих труб зі спірально-стрічковим орбренням з лунковими системами ($FAR_k=0,64$); 0 – базова орбрена поверхня нагріву ($FAR_k=0,47$) [171].

Варіант II. Суднова енергетична установка з двигуном *MAN B&W 12S90ME–C9.2* потужністю 69720 кВт. Установка обладнана системою «глибокої» утилізації теплоти для вироблення пари для отримання додаткової електричної енергії в паротурбогенераторі. З цієї мети установка обладнана утилізаційним котлом максимальною паропродуктивністю 24 т/год [4].

В цьому випадку, залежність (2.7) необхідно доповнити показником ефективності перетворення теплоти у паровій турбіні $\eta_{п.т.}$, в результаті чого ефективність перетворення теплоти в енергетичній установці визначиться рівнянням

$$\eta_{с.ц.} = \eta_{п.ц.} \cdot \eta_{Lс.ц.} \cdot \eta_{п.т.} \left(1 + \frac{\Delta Q_{с.ц.} \cdot \eta_{п.т.}}{\eta_{п.ц.} \cdot \eta_{Lс.ц.}} \right)$$

Прийнято наступну схему течії живильної води: вона спочатку підігрівається в охолоджувачі наддувного повітря ГД з поверхнею теплопередачі, виконаної з орбrenzених еліптичних труб з лунковими системами на ребрах, до 160...180°C, після чого подається в утилізаційний котел. При оцінці ефективності утилізаційного котла прийняті параметри поверхні

теплопередачі: $d_{\text{екв}}=0,022$ м та кроки труб в пучках $s_1/d_{\text{екв}}=1,3$ та $s_2/d_{\text{екв}}=1,6$, а також сталість масогабаритних та ресурсних показників котла та охолоджувача наддувного повітря.

Оцінка характеристик утилізаційного котла (площа поверхні нагріву, паропродуктивність, аеродинамічний опір) виконана у відповідності до рекомендацій [106, 153].

Параметри двигуна прийняті за даними [176].

Результати оцінки представлені на рис.5.3.

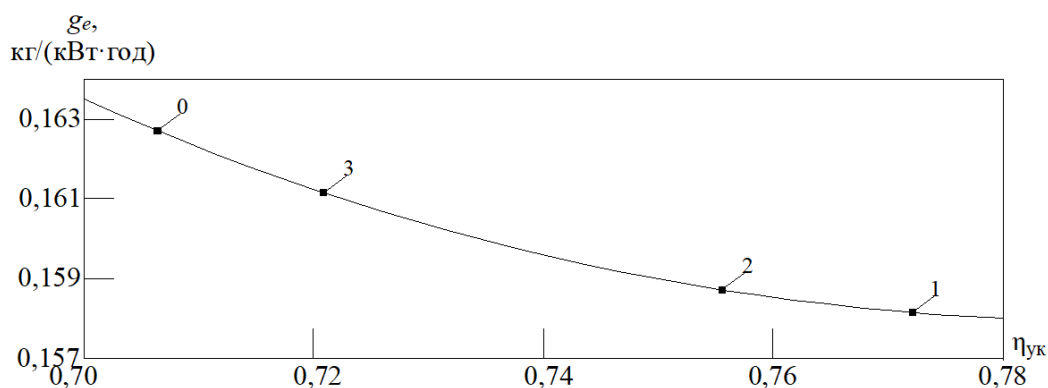


Рисунок 5.3 – Зниження витрати палива енергетичною установкою в залежності від ефективності утилізаційного котла головного двигуна, позначені оребрені поверхні теплопередачі виконані з: 1– еліптичних труб з лунковими системами ($FAR_k=1,07$); 2 – еліптичних труб ($FAR_k=1,02$); 3 – круглих труб зі спіралью-стрічковим оребренням з лунковими системами ($FAR_k=0,63$); 0 – базова оребрена поверхня нагріву [176] ($FAR_k=0,48$).

Отримані результати показують можливість зниження питомої витрати палива установкою з 0,1622 до 0,1581 кг/(кВт·год), тобто майже на 2,5%.

Енергетична компактність оцінена для двох елементів установки – головного двигуна та утилізаційного котла.

Геометричні розміри головного двигуна прийняті за даними [5], утилізаційного котла – за результатами розрахунків, що представлені у таблиці 4.1. Для умов «базового» утилізаційного котла коефіцієнт енергетичної компактності склав $\psi_{\text{ен}}=20,72$ кВт/м³, для котла з інтенсифікацією тепловіддачі $\psi_{\text{ен}}=23,71$ кВт/м³, тобто підвищення склало 12,6%.

Суднові газопаротурбінні установки. Аналіз впливу параметрів утилізаційного котла на показники суднової газопаротурбінної установки виконано для енергетичної установки ролкера проекту 1609, параметри якої прийняті за даними [2]. Розрахунки параметрів циклів ГТУ виконано за методикою та розрахунковими формулами [32, 33].

Показники ефективності теплопередачі FAR_k склали: для круглих оребрених труб – 0,252...0,274; гладких еліптичних труб – 0,379...0,383; оребрених еліптичних труб – 0,398...0,402.

При розрахунках прийнята сталість масогабаритних та ресурсних показників котла .

Оцінка характеристик утилізаційного котла (площа поверхні нагріву, паропроductивність, аеродинамічний опір) виконана у відповідності до рекомендацій [106, 153, 154].

Результати оцінки представлені на рис. 5.4.

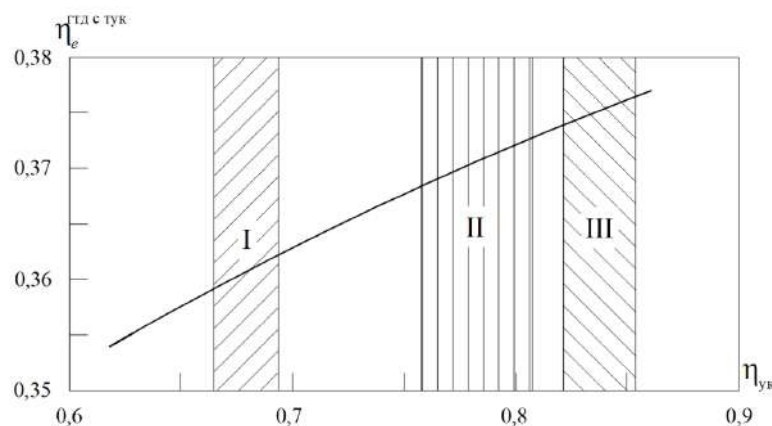


Рисунок 5.4 – Залежність ефективності газотурбінної установки з утилізацією теплоти відпрацьованих газів від ефективності утилізаційного котла з теплопередавальною поверхнею, виконаною з : I – оребрених спіральнострічковим оребренням з лунковими системами труб круглого перерізу; II – труб еліптичного перерізу; III – оребрених труб еліптичного перерізу з лунковими системами на ребрах.

Результати показали підвищення ККД установки на 2,4% та зниження інтенсивності теплових викидів на 6,3%.

Енергетична компактність оцінена для двох елементів установки – головного двигуна та утилізаційного котла.

Геометричні розміри головного двигуна прийняті за даними [2], утилізаційного котла – за результатами розрахунків, що представлені у таблиці 4.3. Для умов «базового» утилізаційного котла коефіцієнт енергетичної компактності склав $\psi_{\text{ен}}=257,1 \text{ кВт/м}^3$, для котла з інтенсифікацією тепловіддачі $\psi_{\text{ен}}=283, \text{ кВт/м}^3$, тобто підвищення склало 12,6%.

Газотурбінні установки з регенерацією теплоти для газопрекачувальних станцій. Оскільки для забезпечення ресурсу у 100000 годин регенератори газотурбінних установок виконують трубчастими, виконаний порівняльний аналіз впливу інтенсифікації теплопередачі в регенераторі установки ГТУ-16Р на масогабаритні показники всієї установки за даними [177].

Конструктивна схема прийнята як для регенератора котельного типу [67, 178]. Ступінь регенерації теплоти 0,85. Розглянуті варіанти виконання теплопередавальної поверхні з гладких еліптичних труб $d_{\text{екв}}=0,022 \text{ м}$ та кроками $s_1/d_{\text{екв}}=1,2$ та $s_2/d_{\text{екв}}=1,5$ та оребрених еліптичних труб з лунковими системами на ребрах з кроками $s_1/d_{\text{екв}}=1,3$ та $s_2/d_{\text{екв}}=1,6$. Оцінка проводилась за умови збереження площі поперечного перерізу. Результати оцінки зміни маси поверхні теплообміну представлені на рис.5.5, габаритів установки – на рис.5.6.

Аналіз отриманих результатів показує, що поверхні теплопередачі на основі труб еліптичного перерізу мають близькі характеристики рівня інтенсифікації з лунками та гвинтовими канавками. Але, в той же час, поверхні теплопередачі на основі труб з недеформованою стінкою матимуть більший ресурс. Крім того, еліптичні поверхні будуть більш технологічними.

При даному компонованні регенератора більший ефект матиме зниження маси поверхні теплообміну, оскільки оцінена зміна висоти регенератора склала до 1 м.

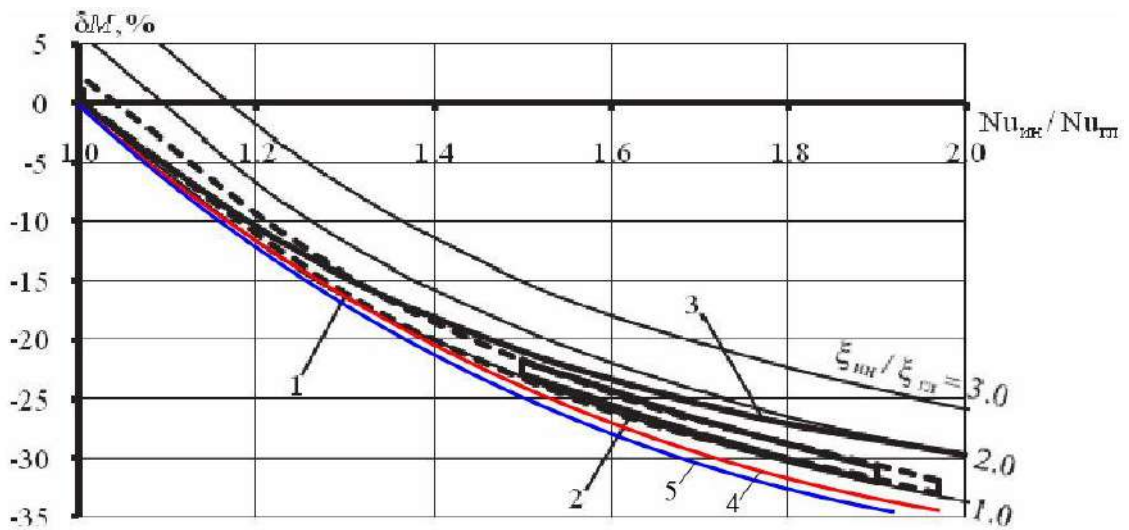


Рисунок 5.5 – Зміна маси поверхні теплообміну регенератора при інтенсифікації тепловіддачі з зовнішньої сторони трубок : 1 – лунками; 2 – гвинтовими канавками; 3 – лінія $FAR=1$; 4 – гладка еліптична труба; 5 – оребрена еліптична труба із лунковими системами на ребрах

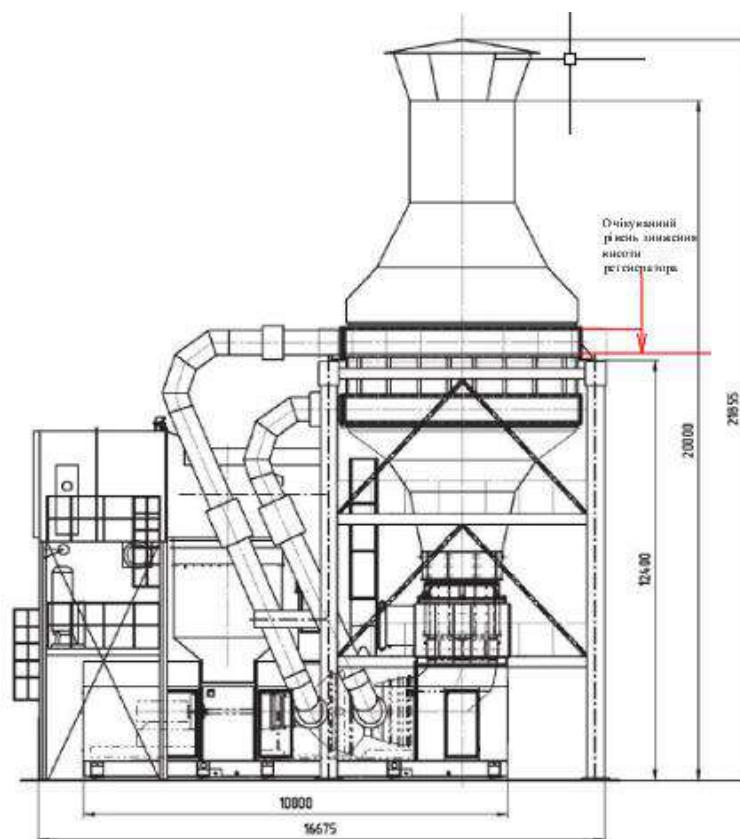


Рисунок 5.6 – Загальне компонування установки ГПУ-16Р

Утилізаційні котли газотурбінних установок з утилізацією теплоти відпрацьованих газів. Проведено аналіз технічних показників перспективних газотурбінних установок (ГТУ) з теплоутилізаційним контуром при використанні в утилізаційних котлах оребрених поверхонь нагріву з пониженим аеродинамічним опором (рис.5.7).

Аналіз впливу параметрів утилізаційного котла на показники ГТУ проведено для газотурбінної установки покоління UGT25000, параметри якої прийняті за даними [30]. Розрахунки параметрів циклів ГТУ виконано за методикою та розрахунковими формулами [32, 33].

Для всіх типів теплопередавальних поверхонь кроки труб в пучках склали $s_1/d_{\text{екв}} = 1,3...1,5$; $s_2/d_{\text{екв}} = 1,7...1,9$. Показники ефективності теплопередачі FAR_k склали: для круглих оребрених труб – 0,252...0,274; гладких еліптичних труб – 0,379...0,383; оребрених еліптичних труб – 0,398...0,402.

Отримані результати показують, що при використанні гладких еліптичних труб спостерігається найбільший приріст ефективності установки.

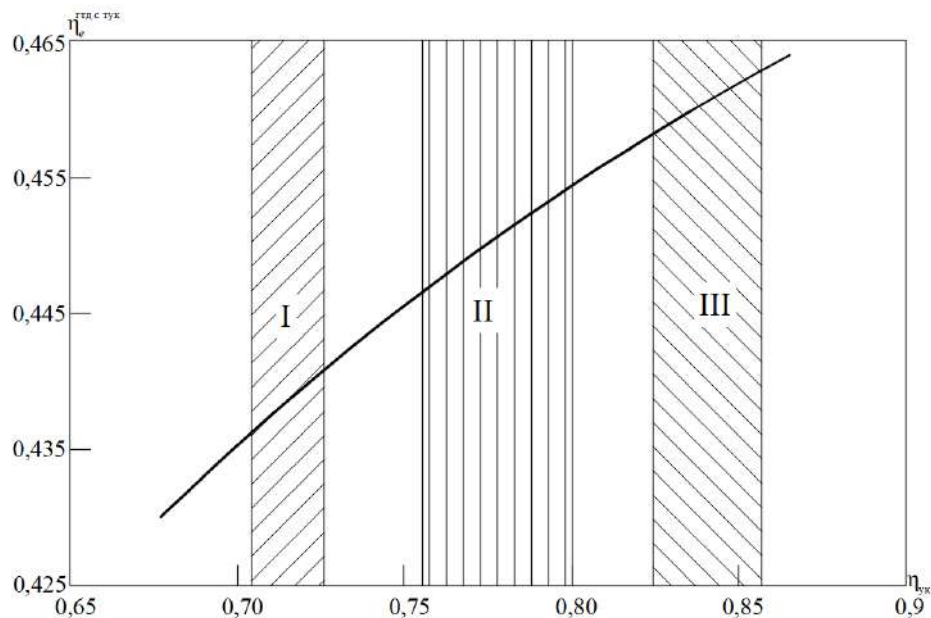


Рисунок 5.7 – Залежність ефективності газотурбінної установки з утилізацією теплоти відпрацьованих газів від ефективності утилізаційного котла з теплопередавальною поверхнею, виконаною з : I – оребрених спірально-

стрічковим оребренням труб круглого перерізу; II – труб еліптичного перерізу; III – оребрених труб еліптичного перерізу з лунковими системами на ребрах.

Газотурбінні установки з повітряними теплоутилізуючими турбінними установками. Утилізація теплоти відпрацьованих газів газових турбін в повітряних теплоутилізуючих турбінних установках (ПТТУ) є одним із способів підвищення загальної ефективності установки (рис.5.8).

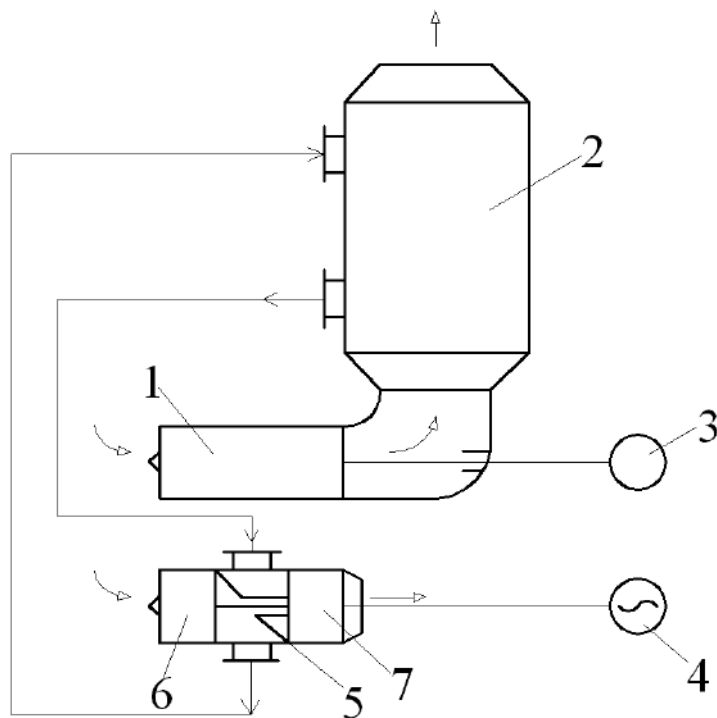


Рисунок 5.8 – Принципова схема ПТТУ : 1 – ГТД; 2 – нагрівач-утилізатор; 3 – споживач механічної енергії; 4 – електрогенератор; 5 – ПТТУ; 6 – компресор ПТТУ; 7 – турбіна ПТТУ

Оптимізація масогабаритних показників нагрівача-утилізатора знижує його вартість, вартість ПТТУ та термін окупності ГТД з ПТТУ. Використання універсальних нагрівачів-утилізаторів, оптимізованих по масогабаритним показникам у складі ПТТУ для ГТД різних потужностей дозволяє також покращити їх масогабаритні показники [155-157]. У таблиці 5.1 представлена порівняльна оцінка впливу універсального нагрівача утилізатора з ефективністю 0,85 з круглою гладкотрубною поверхнею нагріву загальною

масою біля 140 т та поверхнею теплопередачі, виконаної з гладких еліптичних труб «щільної» компоновки загальною масою біля 102 т для ГТД потужністю 16 МВт.

Таблиця 5.1 – Порівняльний аналіз ефективності використання універсального нагрівача утилізатора у складі різних ГТД

Установка Параметр	Величина			
	<i>GTU-25P</i>	<i>LM2500PR</i>	<i>MFT-8</i>	<i>FT-8 PowerPac</i>
Коефіцієнт ефективності теплообмінника	0,862/0,879	0,859/0,876	0,858/0,875	0,858/0,875
Сумарні відн. гідравлічні втрати, %	5,547/4,438	7,575/6,062	6,869/5,495	6,631/5,309

Установка Параметр	Величина			
	<i>SGT-609</i>	<i>Titan250</i>	<i>UGT 16000</i>	<i>UGT 25000</i>
Коефіцієнт ефективності теплообмінника	0,863/0,881	0,865/0,883	0,850/0,867	0,858/0,875
Сумарні відн. гідравлічні втрати, %	6,393/5,114	4.413/3,531	7.709/6,167	7.182/5,746

кругла поверхня/еліптична поверхня

Отримані результати показали підвищення ефективності нагрівача-утилізатора, що позитивно вплине на підвищення ККД установки, а також на зниження сумарних гідравлічних втрат, що сприятиме кращій працездатності установки.

5.2. Зміна показників екологічної ефективності енергетичних установок

На рис.5.9 представлені результати очікуваної зміни показників екологічної ефективності системи утилізації теплоти судового головного дизельного двигуна 12S90ME-C9.2 при інтенсифікації процесів теплопередачі в утилізаційному котлі.

Отримано, що кількість шкідливих викидів буде пропорційне зниженню витрати палива, і при підвищенні ККД ЕУ з 55,5% до 57,5% складе 3,5%. Зміна ефективності теплових викидів складе 8%.

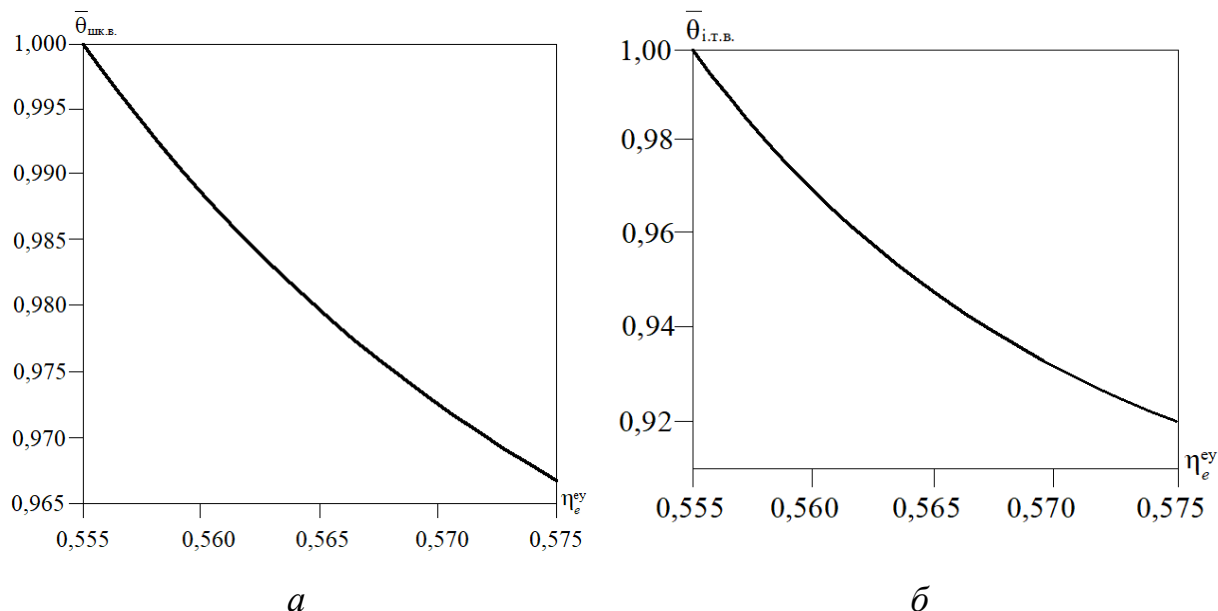


Рисунок 5.9 – Очікувана зміна показників екологічності системи утилізації теплоти головного двигуна 12S90ME-C9.2 при інтенсифікації процесів теплопередачі в утилізаційному котлі : *а* – кількість шкідливих викидів, *б* – ефективність теплових викидів

5.3. Оцінка зміни ресурсних показників енергетичних установок

Оцінку імовірності безвідмовної роботи системи двигун-теплообмінний апарат виконано на підставі залежності (2.32) для наступних варіантів: варіант I – малообертовий дизельний двигун – утилізаційний котел з пароперегрівачем; варіант II – газотурбінний двигун – утилізаційний котел з пароперегрівачем; варіант III – газотурбінний двигун – регенератор.

Варіант I. Вихідні дані для розрахунків приведені у таблиці 4.1 варіант б. Пароперегрівник має три ряди труб. Згідно [4, 30] температура газів перед першим рядом труб складає 285°C, другим – 245°C, третім – 215°C. Матеріал труб – Ст15К.

У відповідності до залежності (2.38), імовірності безвідмовної роботи рядів труб «базового» варіанту складуть: першого – 0,93, другого – 0,95, третього – 0,97. Імовірності безвідмовної роботи рядів труб пароперегрівника при використанні інтенсифікації (залежність (2.38) та рис.4.36): першого – 0,94, другого – 0,955, третього – 0,972.

Імовірність безвідмовної роботи котла до використання запропонованих технічних рішень по інтенсифікації процесів тепловіддачі згідно залежності (2.33) складе

$$P_1 = 1 - [(1 - 0,93) \times 0,95 \times 0,97 + 0,93 \times (1 - 0,95) \times 0,97 + 0,93 \times 0,95 \times (1 - 0,97)] = 0,864$$

після застосування інтенсифікації процесів тепловіддачі

$$P_2 = 1 - [(1 - 0,94) \times 0,955 \times 0,972 + 0,94 \times (1 - 0,955) \times 0,972 + 0,94 \times 0,955 \times (1 - 0,972)] = 0,878$$

тобто підвищення ефективності безвідмовної роботи котла складе 1,4%.

При нормальному розподілі наробітку на відмову дизельного двигуна з математичним очікуванням 1000 годин [18] та дисперсією 100 годин, імовірності безвідмовної роботи двигуна при 600, 700, 800, 900, 1000 годинах дорівнюватиме 1,0; 0,999; 0,977; 0,841; 0,5 відповідно.

Зміна імовірності безвідмовної роботи утилізаційного котла до та з інтенсифікацією теплопередачі при логарифмічному розподілі імовірності представлена у табл.5.2.

Таблиця 5.2 – Зміна імовірності безвідмовної роботи утилізаційного котла

Початок роботи, годин	УК без інтенсифікації	УК з інтенсифікацією
1000	1,000	1,000
10000	0,932	0,940
20000	0,916	0,921
50000	0,884	0,895
100000	0,864	0,878

На рис.5.10 представлені результати розрахунку імовірності безвідмовної роботи системи дизельний двигун-утилізаційний котел, розраховані згідно залежності (2.32) .

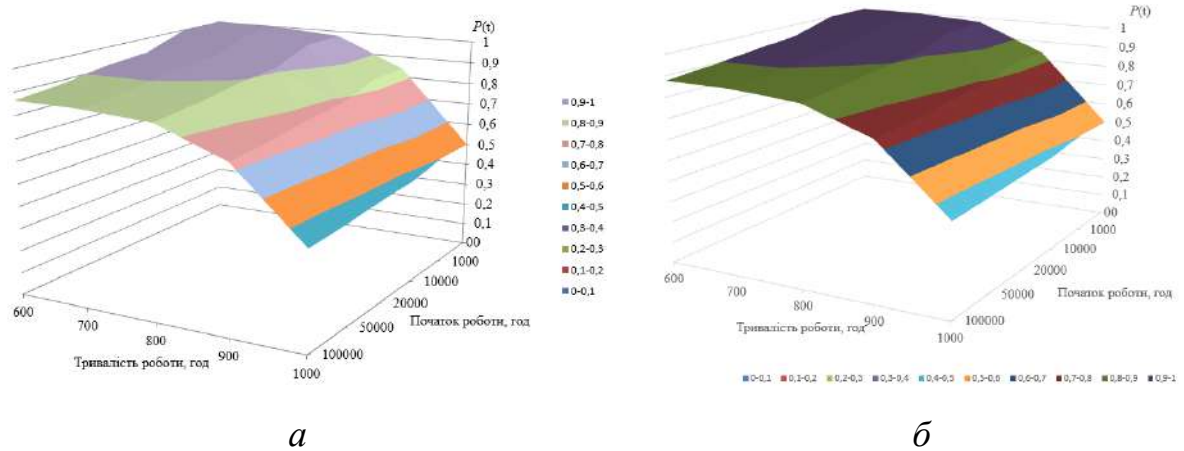


Рисунок 5.10 – Зміна імовірності безвідмовної роботи системи дизельний двигун-утилізаційний котел без (а) та з інтенсифікацією (б) тепловіддачі

Отримані результати показують зміну безвідмовної роботи установки в межах 0,8...1,4%.

Варіант II. Вихідні дані для розрахунків приведені у таблиці 4.2 варіант а. Пароперегрівник має два ряди труб. Згідно [30] температура газів перед першим рядом труб складає 390°C, другим – 350°C. Матеріал труб – Ст15К.

У відповідності до залежності (2.38), імовірності безвідмовної роботи рядів труб «базового» варіанту складуть: першого – 0,81, другого – 0,841. Імовірності безвідмовної роботи рядів труб пароперегрівника при використанні інтенсифікації (залежність (2.38) та рис.4.37): першого – 0,818, другого – 0,85.

Імовірність безвідмовної роботи теплообмінного апарату до використання запропонованих технічних рішень по інтенсифікації процесів тепловіддачі згідно залежності (2.33) складе

$$P_1 = 0,711$$

після застосування інтенсифікації процесів тепловіддачі

$$P_2 = 0,730$$

тобто підвищення ефективності безвідмовної роботи теплообмінного апарату складе 1,9%.

При нормальному розподілі наробітку на відмову газотурбінного двигуна з математичним очікуванням 900 годин [18] та дисперсією 100 годин, імовірності безвідмовної роботи двигуна при 600, 700, 800, 900 годинах дорівнюватиме 1,0; 0,977; 0,841; 0,5 відповідно.

Зміна імовірності безвідмовної роботи утилізаційного котла до та з інтенсифікацією теплопередачі при логарифмічному розподілі імовірності для випадку, що розглядається, представлено у табл. 5.3

Таблиця 5.3 – Зміна імовірності безвідмовної роботи утилізаційного котла

Початок роботи, годин	УК без інтенсифікації	УК з інтенсифікацією
1000	1,000	1,000
10000	0,851	0,853
20000	0,822	0,827
50000	0,751	0,772
100000	0,711	0,730

На рис.5.11 представлені результати розрахунку імовірності безвідмовної роботи системи газотурбінний двигун-утилізаційний котел, розраховані згідно залежності (2.32) .

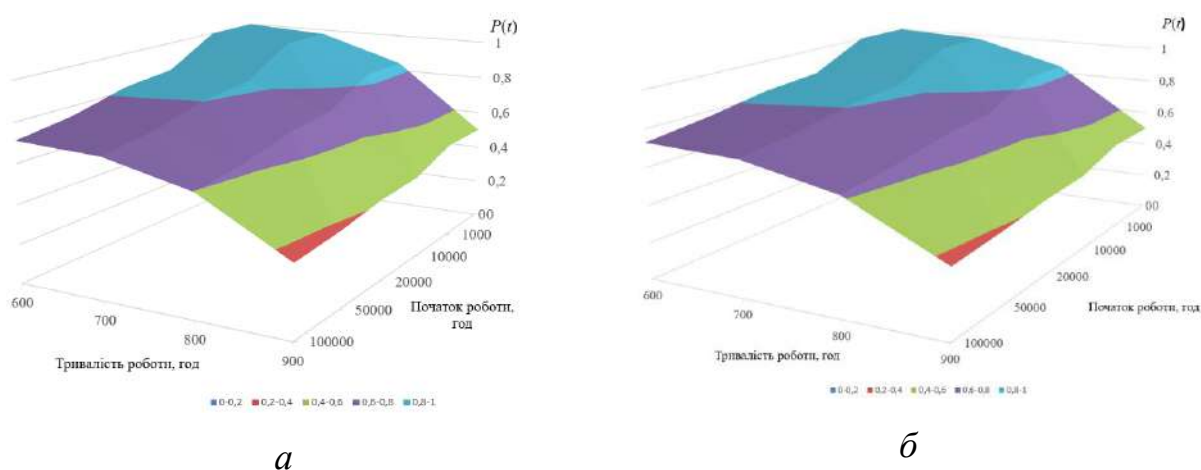


Рисунок 5.11 – Зміна імовірності безвідмовної роботи системи газотурбінний двигун-утилізаційний котел без (а) та з інтенсифікацією (б) тепловіддачі

Отримані результати показують зміну безвідмовної роботи установки в межах 1,1...1,9%.

Варіант III. Вихідні дані для розрахунків приведені у таблиці 4.6 та [34, 67]. Регенератор «котельної» схеми має шість рядів труб. Температура газів перед першим рядом труб складає 460°C, другим – 410°C, третім – 370°C, четвертим – 330°C, п'ятим – 280°C, шостим – 240°C. Матеріал труб – Ст15К.

першим рядом труб складає 390°C, другим – 350°C. Матеріал труб – Ст15К.

У відповідності до залежності (2.38), імовірності безвідмовної роботи рядів труб «базового» варіанту складуть: першого – 0,904, другого – 0,911, третього – 0,921, четвертого – 0,931, п'ятого – 0,942, шостого – 0,95. Імовірності безвідмовної роботи рядів труб пароперегрівника при використанні інтенсифікації (залежність (2.38) та рис.4.38): першого – 0,91, другого – 0,919, третього – 0,931, четвертого – 0,943, п'ятого – 0,956, шостого – 0,967.

Імовірність безвідмовної роботи теплообмінного апарату до використання запропонованих технічних рішень по інтенсифікації процесів тепловіддачі згідно залежності (2.33) складе

$$P_1 = 0,698$$

після застосування інтенсифікації процесів тепловіддачі

$$P_2 = 0,765$$

тобто підвищення ефективності безвідмовної роботи теплообмінного апарату складе 6,7%.

При нормальному розподілі наробітку на відмову газотурбінного двигуна з математичним очікуванням 800 годин [18] та дисперсією 100 годин, імовірності безвідмовної роботи двигуна при 600, 700, 800 годинах дорівнюватиме 0,977; 0,841; 0,5 відповідно.

Результати розрахунку зміни імовірності безвідмовної роботи регенератора до та з інтенсифікацією теплопередачі при логарифмічному розподілі імовірності представлені у табл.5.4.

Таблиця 5.4 – Зміна імовірності безвідмовної роботи утилізаційного котла

Початок роботи, годин	УК без інтенсифікації	УК з інтенсифікацією
1000	1,000	1,000
10000	0,850	0,880
20000	0,800	0,850
50000	0,754	0,800
100000	0,698	0,765

На рис.5.12 представлені результати розрахунку імовірності безвідмовної роботи системи газотурбінний двигун-регенератор, розраховані згідно залежності (2.32) .

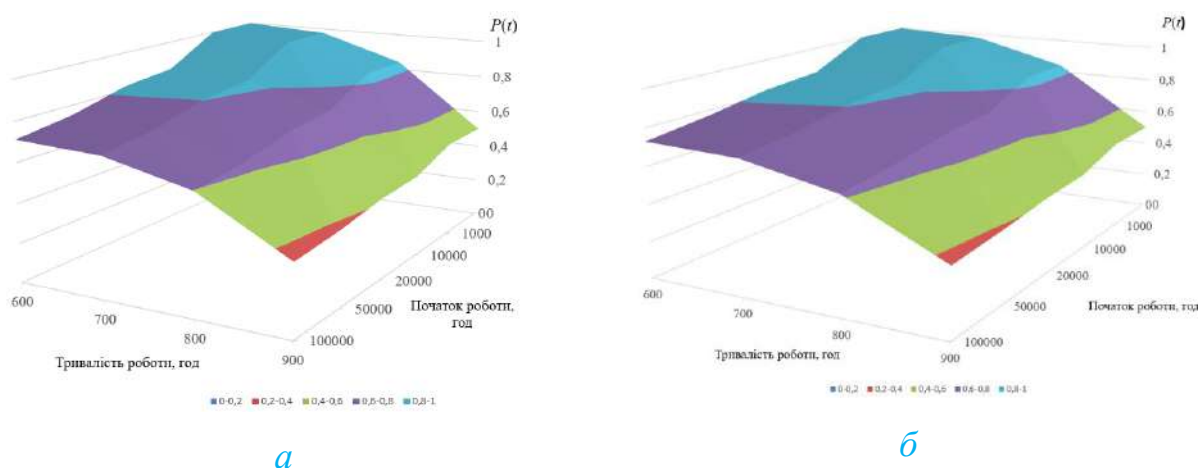


Рисунок 5.12 – Зміна імовірності безвідмовної роботи системи газотурбінний двигун-регенератор без (а) та з інтенсифікацією (б) тепловіддачі

Отримані результати показують зміну безвідмовної роботи установки в межах 5,9...6,5%.

5.4. Інтегральна оцінка комплексної ефективності енергетичних установок

Зміна безрозмірного масового показника m та інтегрального коефіцієнта ефективності ІКЕ для суднової дизельної енергетичної установки з двигуном 12S90ME-C9.2 та утилізацією теплоти відпрацьованих газів, суднової бінарної газопаротурбінної установки, регенеративної газотурбінної установки та газотурбінної енергетичної установки представлені на рис.5.10-5.13.

Отримані результати показують, що при утилізації теплоти відпрацьованих газів в енергетичних установках для досягнення заданої ефективності відповідні значення інтегрального показника повинні мати наступні значення:

– суднова дизельна енергетична установка $\eta_{cy} = 0,42 \dots 0,45$ $IKE = 1,6 \dots 2,2$;

– суднова бінарна газопаротурбінна

енергетична установка $\eta_{cy} = 0,38 \dots 0,40$ $IKE = 1,7 \dots 2,1$;

– регенеративна газотурбінна установка $\eta_{cy} = 0,46 \dots 0,48$ $IKE = 1,7 \dots 2,0$;

– газотурбінна енергетична установка $\eta_{cy} = 0,51 \dots 0,53$ $IKE = 1,6 \dots 1,9$;

Результати отримані в межах зміни безрозмірного масового показника для утилізаційних котлів $m = 0,040 \dots 0,046$, регенератора $m = 0,060 \dots 0,066$.

Подібне представлення результатів діє можливість визначення необхідного ступеня інтенсифікації процесів теплопередачі.

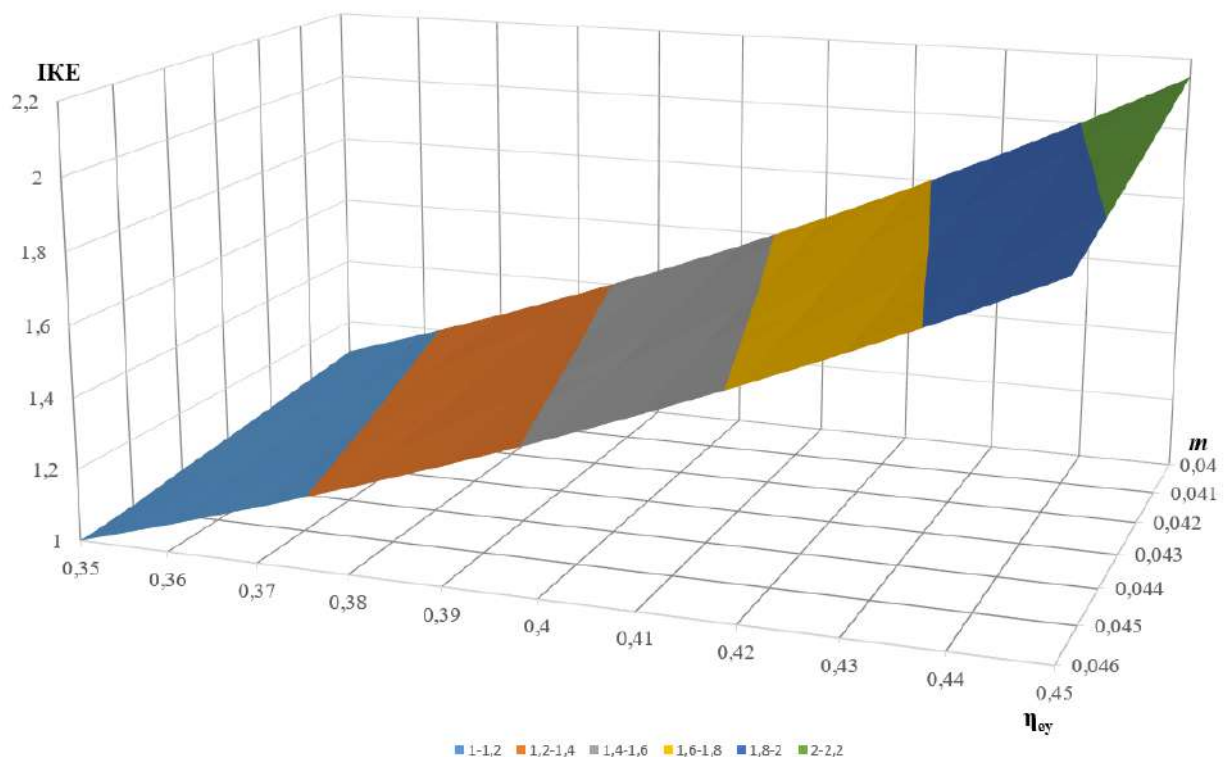


Рисунок 5.10 – Зміна інтегрального коефіцієнту ефективності суднової дизельної енергетичної установки

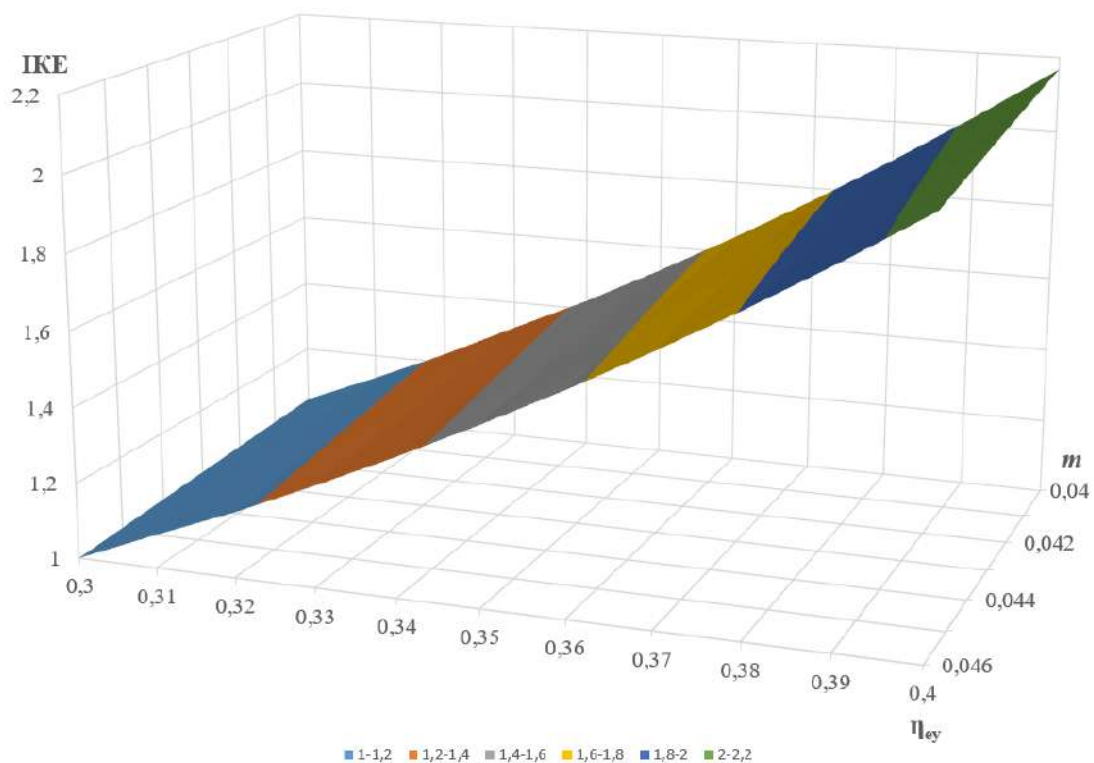


Рисунок 5.11 – Зміна інтегрального коефіцієнту ефективності суднової бінарної газопаротурбінної установки

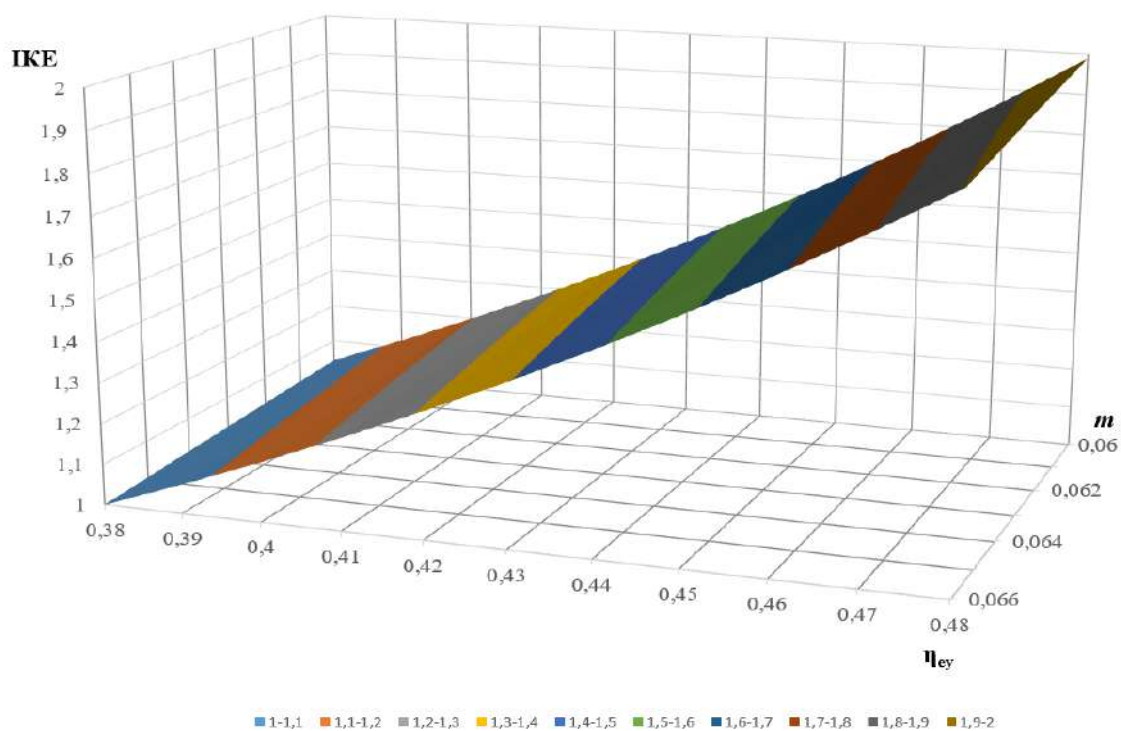


Рисунок 5.12 – Зміна інтегрального коефіцієнту ефективності регенеративної газотурбінної установки

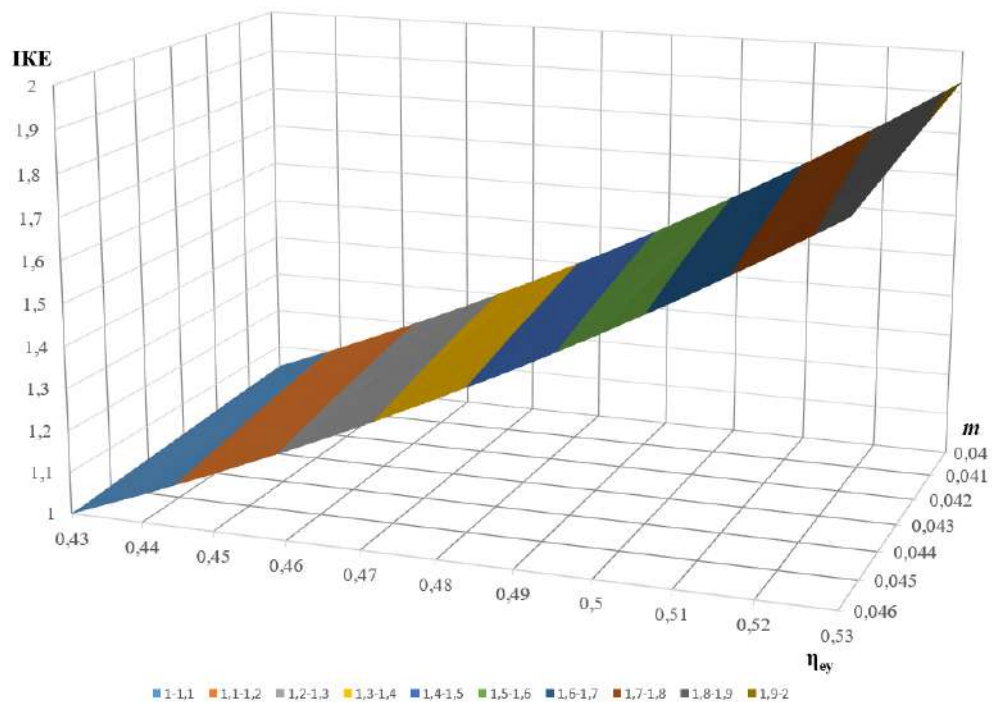


Рисунок 5.13 – Зміна інтегрального коефіцієнту ефективності газотурбінної установки з утилізацією теплоти відпрацьованих газів

Висновки за главою 5

1. Застосування в суднових енергетичних установках теплопередавального обладнання за розробленими конструктивними рішеннями для охолодження, регенерації і утилізації дозволяють досягнути економічності – до 3%, екологічності – до 7%, ресурсних – до 5% і масогабаритних – до 20% для неоребраних поверхонь і відповідно до 5%, до 10%, 7% і 15% для оребраних.

2. Застосування у транспортних і стаціонарних енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними та компактними пучками каналів дає можливість поліпшити їх економічні, екологічні, ресурсні і масогабаритні характеристики енергетичних установок, зокрема при проміжному охолодженні до 1,06, регенерації – 1,12 та утилізації теплоти робочого тіла – 1,04 і відповідно дозволяє підвищити ККД енергетичних установок до 2,5%.

Основні наукові результати глави опубліковані в [145-147, 151, 152, 155-157, 159, 160, 164-170, 179].

Глава 6. ВПРОВАДЖЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ В ПРАКТИКУ ПРОЕКТУВАННЯ, МОДЕРНІЗАЦІЇ СУДНОВИХ ТА СТАЦІОНАРНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ПЕРСПЕКТИВИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

6.1. Розробка рекомендацій для проектування ефективних і компактних теплообмінних апаратів для енергетичних установок

Основними даними, що характеризують рівень технічної досконалості теплообмінних апаратів енергетичних установок за результатами дослідження є безрозмірні комплекси, що характеризують кількість перенесеної теплоти на одиницю витраченої роботи для її використання в циклі енергетичної установки, компактності і ресурсу. Ці комплекси залежать від функціонального призначення теплообмінного апарата, рівня теплової ефективності та сумарної втрати тиску теплоносіїв. Перспективні даними цих показників наступні:

- охолоджувачі робочого тіла – теплова ефективність 0,90...0,96, сумарні втрати тиску 3,5...4,0%;
- утилізаційні котли – теплова ефективність 0,81...0,86, сумарні втрати тиску 4...6%;
- регенератори – теплова ефективність 0,82...0,88, сумарні втрати тиску 4...5%;
- нагрівачі-утилізатори – теплова ефективність 0,85...0,9, сумарні втрати тиску 4...6%.

Для утилізаційних котлів головних та допоміжних суднових двигунів гладкотрубну поверхню теплопередачі доречно виконувати з товщиною стінки $\delta_{ст}=0,001$ м та з котельних сталей типу Ст20К при збереженні ресурсу 100000 годин. В разі виконання оребрення, з технологічних особливостей, товщина стінки буде не менша 0,002 м.

Утилізаційні котли та регенератори газотурбінних установок доречно виконувати двосекційними по ходу газів – $\frac{1}{4}$ - високотемпературна секція, що

виконана зі сталей типу 15ХМ та $\frac{3}{4}$ - низькотемпературна, зі сталей типу Ст20К. При цьому в конструкції апарату доречно передбачити можливість заміни поверхні теплопередачі без розбирання всього апарату.

Обґрунтування типу теплообмінної поверхні виконується, виходячи з наступних умов. Згідно даних [178], для утилізаційних котлів паропродуктивністю до 3,5 т/год використовуються гладкотрубні поверхні теплопередачі. Таким чином, для таких котлів доречно використання гладких еліптичних поверхонь в разі необхідності збереження габаритних показників котла.

Для котлів великої паропродуктивності та котлів двох тисків в системах глибокої утилізації теплоти в поверхнях теплообміну використовуються круглі труби з H -подібними ребрами [4]. Для таких котлів з метою інтенсифікації тепловіддачі рекомендовано застосування оребрених еліптичних поверхонь з лунковими системами.

Оцінка ефективності запропонованих технічних рішень по інтенсифікації теплопередачі в елементах енергетичних установок виконується наступним чином.

Виходячи з конструктивних особливостей теплообмінних апаратів обґрунтовується спосіб інтенсифікації теплопередачі в них. В разі накладання обмежень по масогабаритним показникам при заданій загальній ефективності енергетичної установки виконується аналіз залежності інтегрального коефіцієнту ефективності ІКЕ від загальної ефективності енергетичної установки η_{ey} та відносного масового $\bar{m}$ (об'ємного $\bar{v}$) показників ефективності (залежності (2.21), (2.22), (2.24)). Досягнення необхідних значень ІКЕ та η_{ey} можливе за рахунок перерозподілу коефіцієнтів тепловіддачі по гарячій та холодній сторонах теплообмінного апарату шляхом зміни конструктивних параметрів інтенсифікаторів.

6.2 Реалізація результатів наукового дослідження в практику проектування та створення систем утилізації, регенерації і охолодження теплоти енергетичних установок

Структурна схема впровадження результатів дисертаційного дослідження представлена на рис.6.1.

Результати дисертаційної роботи щодо інтенсифікації переносу теплоти у теплообмінних апаратах енергетичних установок при переважному зростанні рівня теплопередачі над гідродинамічним опором та зниження масогабаритних показників запропоновані для застосування проектним організаціям та промисловим підприємствам за зазначеними напрямками.

Вдосконалення характеристик суднових енергетичних установок. Утилізація вторинних енергоресурсів є дійсним способом зниження інтенсивності викидів вуглецю при роботі суднових енергетичних установок.

Згідно рівняння (2.30), контрольні значення показника інтенсивності викидів вуглецю складуть для:

– танкера дедвейтом 45500 т

$$C_{IIref}^{танк} = 5247 \cdot 45500^{-0,61} = 7,56;$$

– контейнеровоза дедвейтом 122000 т

$$C_{IIref}^{конт} = 1984 \cdot 122000^{-0,489} = 6,46.$$

Запропоновані заходи по вдосконаленню суднових енергетичних установок дозволяють знизити витрату палива до 2,5%, що сприятиме частковому досягненню зниження індексу C_{II} при обґрунтуванні проектних рішень по визначенню ефективних схем та характеристик інноваційних суднових енергетичних установок танкерів та балкерів типу *PANAMAX* та контейнеровозів.

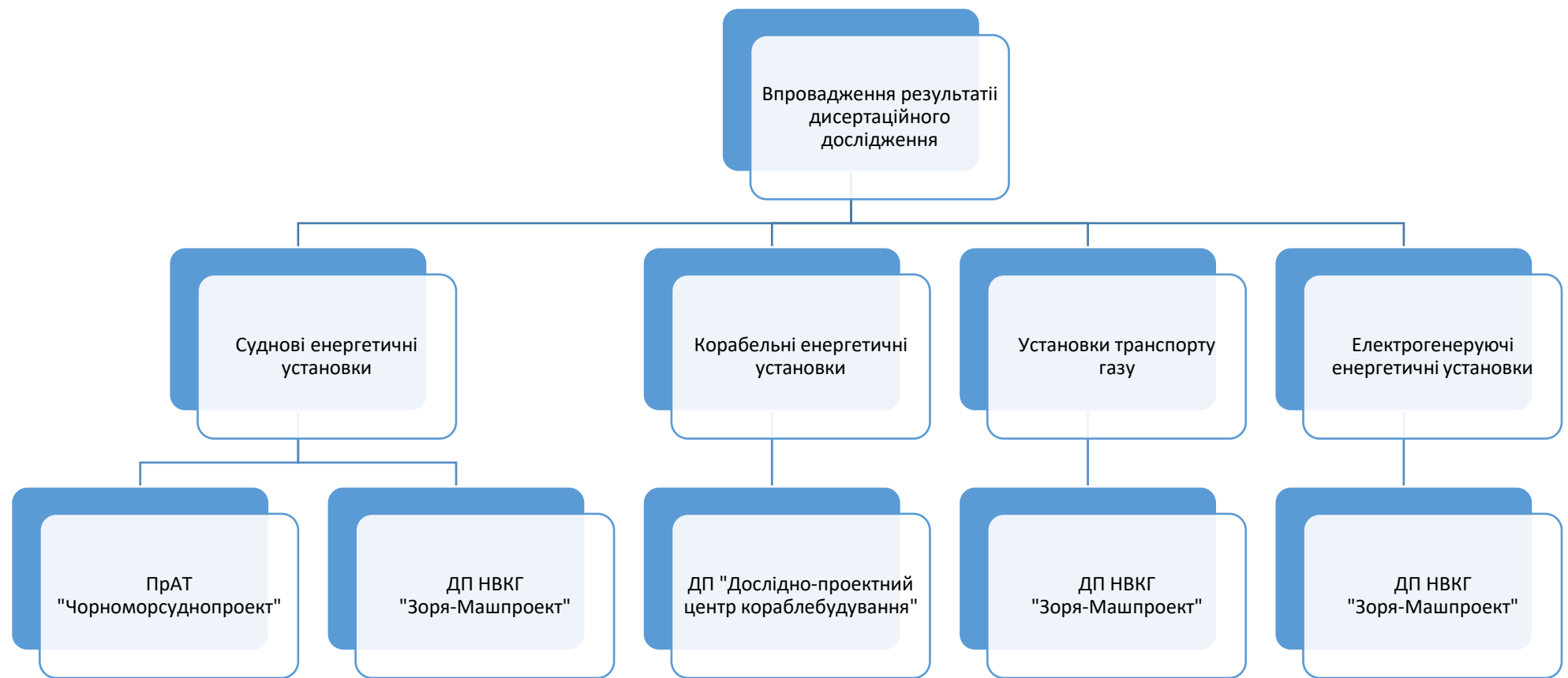


Рисунок 6.1 – Структурна схема впровадження результатів дисертаційного дослідження

Танкери та балкери типу PANAMAX. Згідно даних [180], за період 2014-2023 роки було побудовано близько 75 суден з дедвейтом біля 45500 т з аналогічним складом енергетичної установки (рис.6.2).

Використовується дизельна енергетична установка з прямою передачею потужності на гвинт. Можуть використовуватись головні малообертові двигуни компанії MAN B&W серії «B» та утилізаційні котли типу Aalborg XW. Паропродуктивність допоміжного котла танкерів становить 16000...18000 кг/год в залежності від вантажу, що перевозиться.

Сумарні витрати пари, кг/год, для танкера за даними [174, 175] складають на режимах:

- | | |
|---|--------|
| – баластного переходу | 2100; |
| – переходу з підтриманням температури вантажу | 5800; |
| – переходу з розігрівом вантажу | 13400; |
| – переходу із зачисткою танків | 11950. |



Рисунок 6.2 – Танкер дедвейтом 45500 т з ГД MAN 6S50ME-B9.3

Принципова схема системи глибокої утилізації теплоти високопотенційних вторинних енергоресурсів головного двигуна енергетичної установки танкеру дедвейтом 45500 т представлена на рис.6.3.

Передбачено використання двосекційного охолоджувача наддувного повітря головного двигуна. В ОНП використовується еліптична теплообмінна поверхня, яка за заданих габаритних показників забезпечить підігрів живильної води до 135...160°C в залежності від потужності головного

двигуна. Далі вода поступає до утилізаційного котла, а у разі необхідності – і до допоміжного. Паровиробна установка виробляє насичену пару тиском 1 МПа.

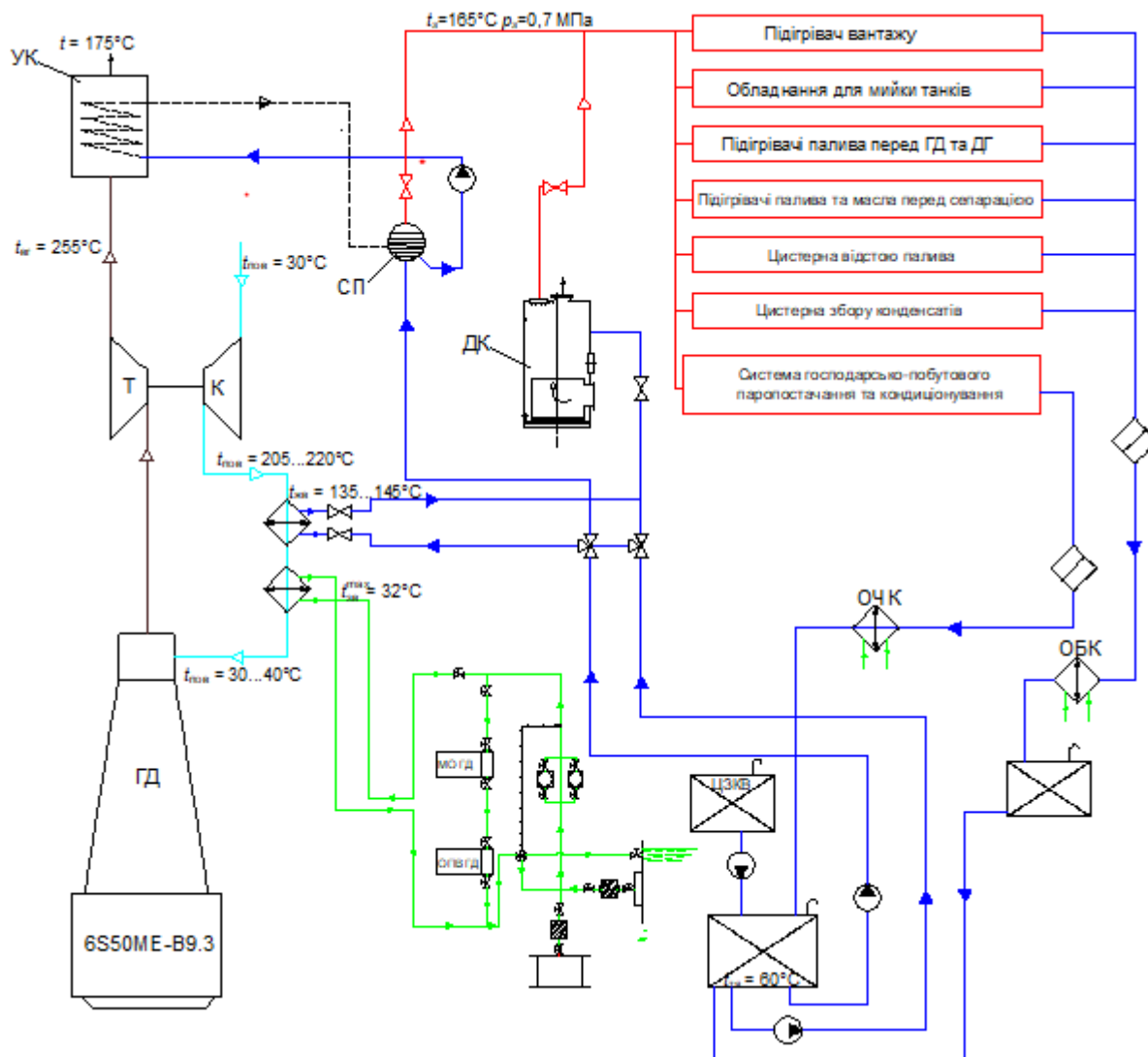


Рисунок 6.3 – Принципова схема системи глибокої утилізації теплоти високопотенційних вторинних енергоресурсів головного двигуна енергетичної установки танкеру дедвейтом 45500 т

Розрахункові значення паропродуктивності з урахуванням інтенсифікації теплопередачі при використанні еліптичних труб представлені в табл.6.1.

Таблиця 6.1 – Узагальнена таблиця пароспоживання танкерів дедвейтом 45500 т

	Перехід з підтриманням температури вантажу		Перехід з розігрівом вантажу		Перехід з зачисткою танків	
	Згідно [175]	Розрахунок	Згідно [175]	Розрахунок	Згідно [168]	Розрахунок
Паропродуктивність УК, кг/год	1000	3630	1000	3630	1000	3630
Необхідна паропродуктивність ДК, кг/год	4800	2170	13400	10770	10950	8320

Використання інтенсифікації дозволить на режимі баластного переходу виключити з роботи допоміжний котел (у таблиці не вказано), а на інших режимах знизити навантаження допоміжного котла.

Очікувані результати впровадження інтенсифікації теплопередачі для підвищення ефективності СЕУ танкеру представлені у табл.6.2.

Таблиця 6.2 – Очікувані результати впровадження інтенсифікації теплопередачі для підвищення ефективності СЕУ танкеру

№	Показники, од.виміру	Значення	
		Базове [174, 175]	Розрахункове
1	ККД СЕУ, %	50,8	52,1
2	<i>СП</i>	8,47	7,88
3	Рівень теплових викидів	0,968	0,936

При розрахунках приймалась сталість ресурсних і масогабаритних показників.

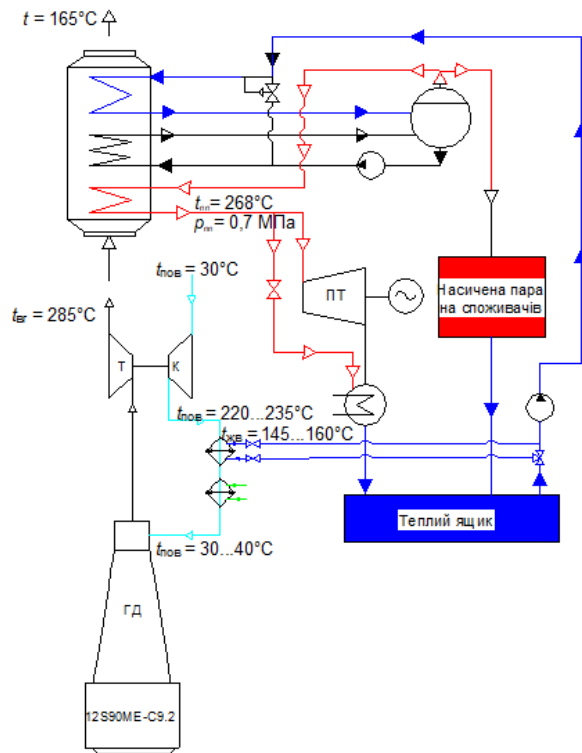
Аналіз складу енергетичних установок балкерів [180] показав, що паропродуктивність утилізаційних котлів, що входять до їх складу, не перевищує 1000...1500 кг/год., що дає можливість забезпечити споживачів СЕУ на ходових режимах. В цьому випадку інтенсифікація теплопередачі в утилізаційному котлі може застосовуватися для зменшення його масогабаритних показників, що полегшить розміщення у машинному відділенні обладнання для нейтралізації шкідливих викидів енергетичної установки [181].

Контейнеровози. Згідно даних [180], для контейнеровозів дедвейтом понад 100000 т (рис.6.4) потужність суднової електростанції може досягати 33...41% потужності головного двигуна, тому що такими судами можуть перевозитись до 10% рефрижераторних контейнерів від загальної місткості судна. Використовується утилізація теплоти як головного, так і допоміжних двигунів [4], що робить актуальним питання енергозбереження за рахунок утилізації теплоти вторинних енергоресурсів.

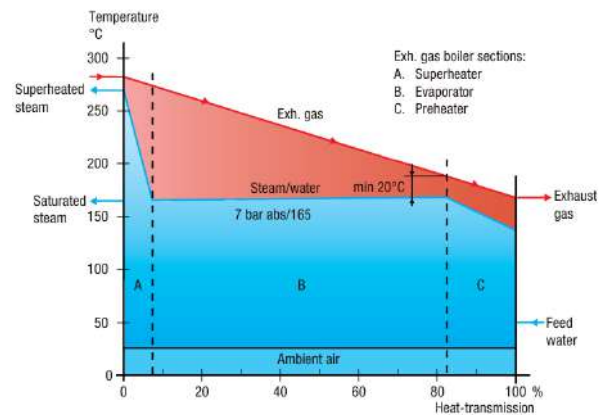


Рисунок 6.4 – Контейнеровоз дедвейтом 122000 т з ГД MAN 12S90ME-C9.2

Принципова схема системи утилізації теплоти високопотенційних вторинних енергоресурсів головного двигуна енергетичної установки контейнеровозу показана на рис.6.5 [4].



а



б

Рисунок 6.5 – Принципова схема системи утилізації теплоти високопотенційних вторинних енергоресурсів головного двигуна енергетичної установки контейнеровозу

Виконується перерегулювання головного двигуна для підняття температури відпрацьованих газів головного двигуна (рис.6.5а) для забезпечення функціонування системи (рис.6.5б). Живильна вода котельної установки підігрівається у першій секції охолоджувача наддувного повітря, теплообмінна поверхня якого виконана з еліптичних оребрених труб з лунковими системами, до 160...180°C. Далі вода потрапляє в утилізаційний котел двох тисків, який виробляє пару тиском 0,7 МПа – насичену і перегріту з температурою 280°C.

Зміна у структурі теплового балансу головного двигуна з утилізаційним котлом без та з інтенсифікацією процесів теплопередачі представлено на рис.6.6.

Встановлено, що використання запропонованих технічних рішень по інтенсифікації процесів перенесення теплоти в охолоджувачі наддувного

повітря та утилізаційному котлі головного двигуна дозволяє знизити викиди на ходовому режимі завдяки зниженню загальної витраті пального, та відповідно знизити значення коефіцієнта $СП$ до 6,0% абсолютних (табл.6.3).

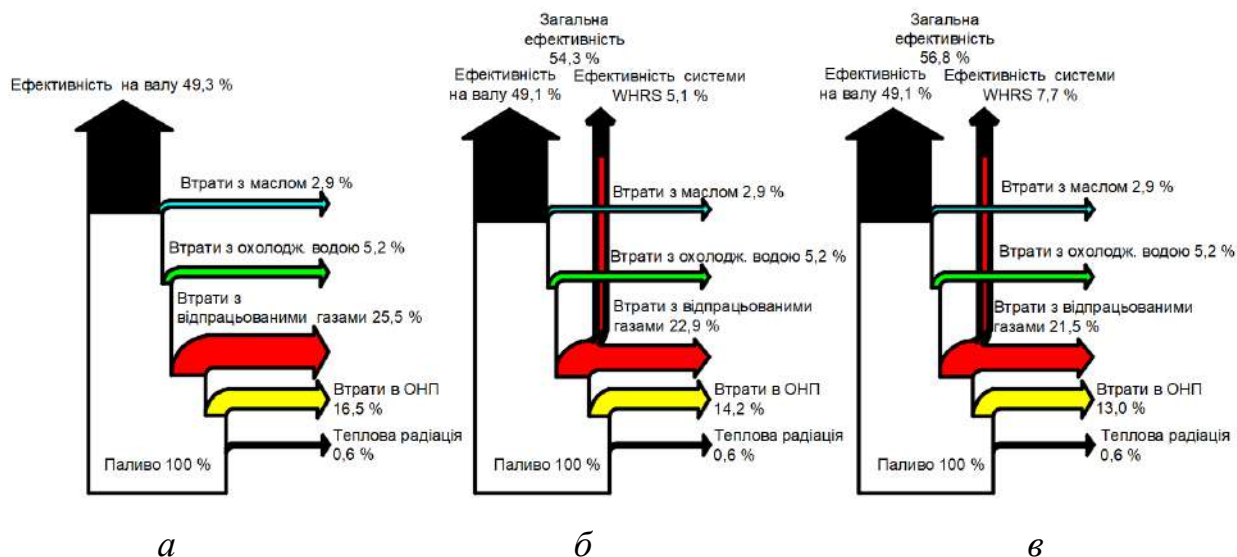


Рисунок 6.6 – Тепловий баланс двигуна 12S90ME-C9.2: *а* – без утилізації теплоти, *б* – система WHRS MAN B&W [4], *в*– система WHRS MAN B&W з інтенсифікацією теплопередачі, що пропонується

Таблиця 6.3 – Очікувані результати впровадження інтенсифікації теплопередачі для підвищення ефективності СЕУ контейнеровозу

№	Показники, од.виміру	Значення	
		Базове [180]	Розрахункове
1	Потужність системи WHRS, МВт	2,48	3,24
2	ККД СЕУ	54,3	56,8
3	$СП$	7,36	6,87
4	Рівень теплових викидів	0,842	0,761

При розрахунках приймалась сталість ресурсних і масогабаритних показників

Подальше використання отриманих результатів здійснюватиметься на підставі результатів, приведених на рис.6.7

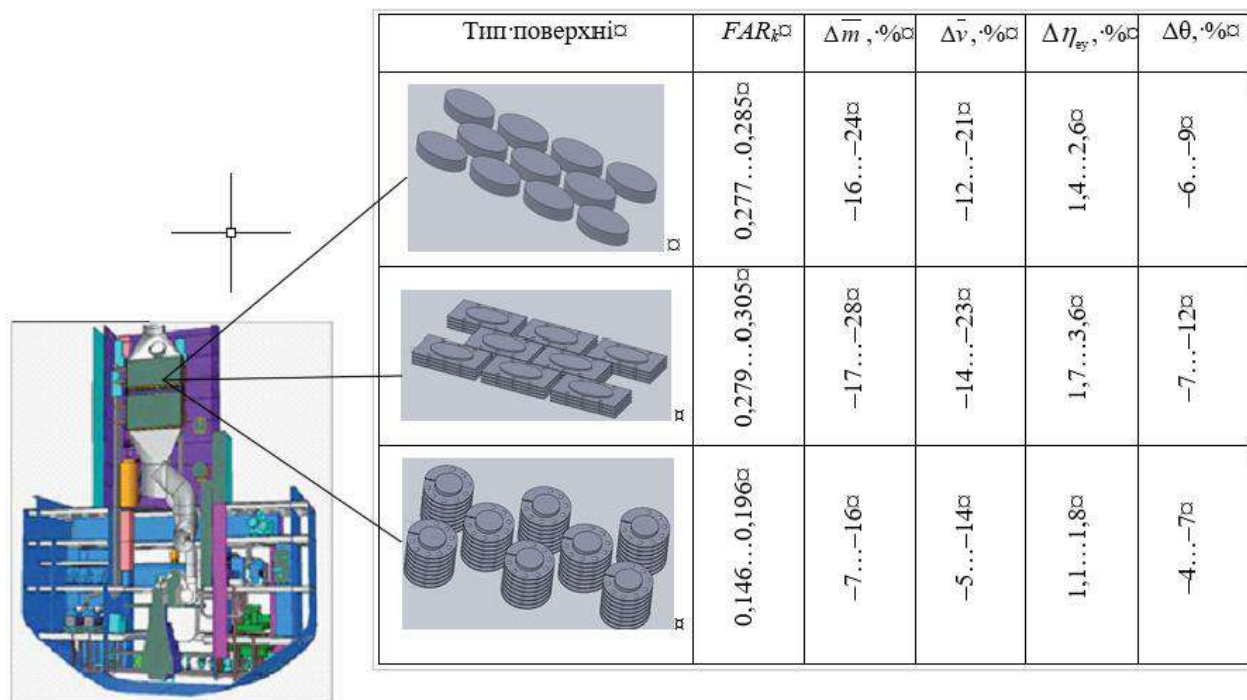


Рисунок 6.7 – Ефективність використанні профільованих пучків каналів в суднових енергетичних установках

Зниження температури та рівня шуму в глушнику відпрацьованих газів корабельних енергетичних установок.

Використання вдосконалених глушників-утилізаторів в якості водогрійних котлів дозволяє знизити загальний рівень температурного поля корабля та забезпечити потреби в гарячій воді.

Застосування зазначених глушників розглянуто сумісно з газоповітряними охолоджувачами корабельних енергетичних установок (рис.6.8).

Сумісне розташування глушника і газоповітряного охолоджувача представлено на рис.6.9.

Розрахунок виконаний за наступних умов: головний двигун 14V51/60DF; допоміжний двигун CAT C18; глушник типу MFT [148] з інтенсифікацією лунковими системами шахового розташування.

При розрахунках прийняте припущення, що головний та допоміжний двигуни працюють на номінальній потужності.

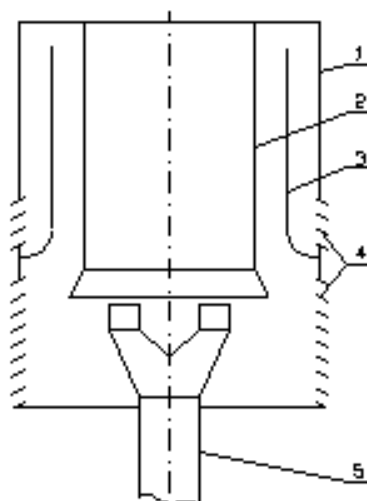


Рисунок 6.8 – Газовипускний пристрій з охолоджувачем повітря ежекційного типу: 1 – кожух; 2 – змішувач; 3 – екран змішувача; 4 – жалюзі приймання повітря; 5 – газохід з насадками.

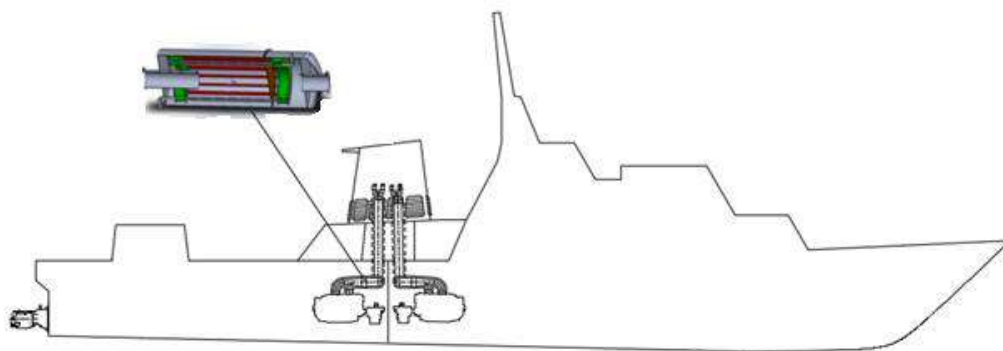


Рисунок 6.9 – Розташування глушника та газоповітряного охолоджувача корабельної енергетичної установки

Параметри двигуні наступні.

– 14V51/60DF [8]:

– номінальна потужність, кВт	14700;
– витрата відпрацьованих газів, кг/год	105800;
– температура відпрацьованих газів, °C	331;

– CAT C18 [6]:

– номінальна потужність, кВт	465;
– витрата відпрацьованих газів, кг/год	2582;
– температура відпрацьованих газів, °C	408;

Отримані результати в діапазоні третьоктавних смуг зі стандартизованими значеннями середньгеометричних частот: 63 ... 8000 Гц

(рис.6.10) показують, що завдяки інтенсифікації процесів тепловіддачі при використанні лункових систем із шаховим розташуванням лунок можливе додаткове зниження рівня акустичного тиску на 2,7...4,6%.

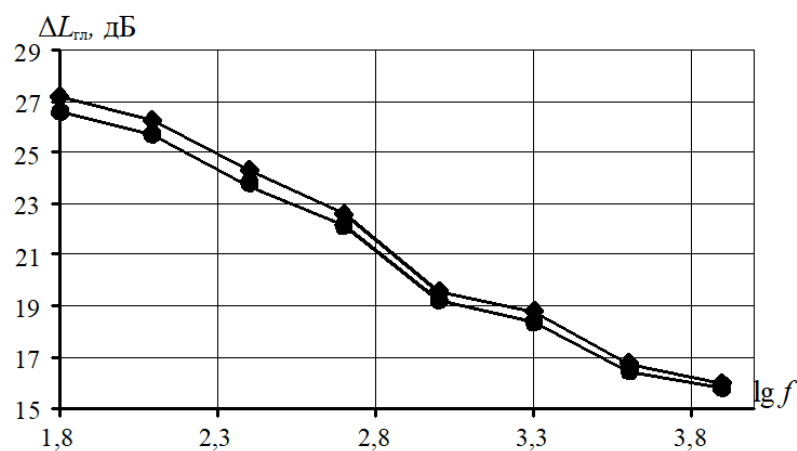


Рисунок 6.10 – Очікувана зміна рівня акустичного тиску двигуна *Caterpillar* C18 у корабельній енергетичній установці (висота поверхні теплообміну 1689 мм) : ♦ – без інтенсифікації тепловіддачі; ● – з інтенсифікацією тепловіддачі.

Результати оцінки сумарної зміни температурного поля корабельної енергетичної установки на виході з димової труби корабля представлені у табл.6.4. Використані наступні позначення: $\Delta t_{\text{вг}}^{\text{дл}}$ – додаткове зменшення температури відпрацьованих газів після глушника завдяки інтенсифікації процесів тепловіддачі, °C; $\Delta t_{\text{тр}}$ – додаткове зменшення температури на виході з димової труби корабля, °C. Отримане в результаті моделювання зниження температури відпрацьованих газів в глушнику без інтенсифікації тепловіддачі склало 130...150°C в залежності від висоти теплообмінної поверхні.

Таблиця 6.4 – Результати оцінки сумарної зміни температурного поля корабельної енергетичної установки

Висота глушника, мм	Висота теплообмінної поверхні, мм	$\Delta t_{\text{вг}}^{\text{дл}}$, °C	$\Delta t_{\text{тр}}$, °C
2413	1689	13,7	4,1
2483	1725	14,0	5,2
2591	1781	14,6	6,4
2769	1852	15,3	7,3
2870	1979	16,6	8,1
2972	2053	17,3	9,4

Таким чином, інтенсифікація тепловіддачі у глушниках дозволяє додатково знизити температуру відпрацьованих газів на виході з димової труби до 10% абсолютних.

Реалізація отриманих результатів для суднових енергетичних установок дозволить знизити теплові викиди суднових енергетичних установок на 0,4...5,6% та покращить життєпридатність у машинному відділенні за рахунок зниження рівня шуму.

6.3 Перспективи використання отриманих результатів для вдосконалення систем газовипуску суднових двигунів внутрішнього згоряння

Повітряні охолоджувачі відпрацьованих газів енергетичних установок.
Для роботи повітряного охолоджувача використовується енергія відпрацьованих газів при його активному перемішуванні з зовнішнім атмосферним повітрям, в результаті чого знижується температури відпрацьованих газів. Зниження температури здійснюється шляхом інтенсифікації процесу їх перемішування, екрануванням частини потоку відпрацьованих газів і нагрітих елементів поверхнями, що охолоджуються. Для реалізації цього процесу на зовнішніх стінках кожуху димової труби необхідна організація жалюзі для підведення повітря.

Розташування вхідних та вихідних жалюзі димових труб на суднах для прийому повітря пов'язане з природньою вентиляцією кожуха. (рис.6.11).

Модернізація внутрішніх елементів кожуху передбачає встановлення на нижньому рівні вхідних жалюзі ежекційних насадок, розташування вхідних жалюзі по всьому периметру кожуха і організацію камери змішування. Основними елементами, що визначають ефективність роботи такої системи є ежекційні соплові насадки [182, 183].



Рисунок 6.11. Надбудова танкера дедвейтом 45564 т

Концентрацію шкідливих викидів можна представити величиною, зворотно пропорційною значенню коефіцієнта ежекції n :

$$C \text{ (кг викидів/кг газової суміші)} = C_0/(1+n),$$

де C_0 – базовий рівень викидів, прийнятий $C_{NOx} = 14 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, що відповідає вимогам *IMO Tier II* [181].

Зміна рівня викидів в діапазоні $n = 1 \dots 3$ представлена на рис.6.12. Аналіз отриманого графіка показує, що при досягненні в насадках коефіцієнту ежекції $n=3$ можна практично забезпечити виконання вимог *Tier III* по рівню викидів NO_x без використання селективних каталітичних фільтрів. Для практичної реалізації ежекційного охолодження розглянуті різні типи насадків, що можуть бути використані. Отриманий коефіцієнт ежекції склав $1,05 \dots 2,9$ [183].

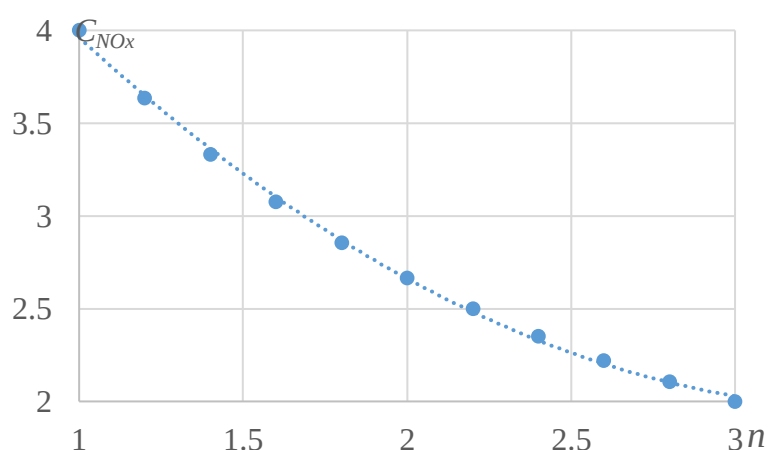


Рисунок 6.12 – Зміна рівня шкідливих викидів

Підвищення значення коефіцієнту ежекції можливо за рахунок зниження температури за соплом. Одним з варіантів реалізації цієї умови є інтенсифікація процесів тепловіддачі в охолоджувачі повітря. Для цього розглянуті два способи: використання лункових систем і використання насадок с закруткою потоку.

На рис.6.13 представлений варіант дифузорного сопла з розташуванням лункових систем на ділянці зі сталим діаметром. Були порівняні варіанти розташування лунок на ділянках зі сталим та змінним перерізом для дифузору, конфузору і косого зрізу. Параметри і кроки розташування лунок прийняті по рекомендаціях [43].

На рис.6.14 представлена насадка сопла із закруткою потоку. Кут зрізу був визначений через параметр закрутки Φ по рівнянню (3.40).

Аналіз отриманих даних показує, що використання лункових систем в насадках без закрутки потоку може додатково підвищити коефіцієнт ежекції до 17%абс., закрутка потоку в гладких каналах– до 19%абс.



Рисунок 6.13 – Розташування лункових систем на дифузорному соплі: *а* – базовий варіант; *б* – варіант с лунковими системами

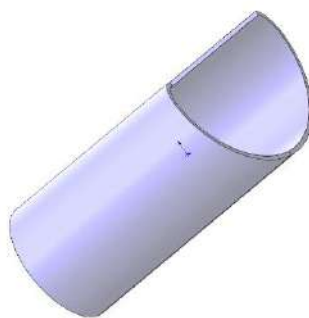


Рисунок 6.14 – Насадок із закруткою потоку

Для оцінки ефективності роботи газоповітряного охолоджувача з насадком із закруткою потоку виконано моделювання його роботи за наступних умов: температура відпрацьованих газів на вході $t_{\text{газ}}=375^{\circ}\text{C}$, витрата газів $G_{\text{газ}}= 1,25$ кг/с, що відповідає характеристикам двигуна 7L16/24 компанії MAN B&W, що може використовуватись в якості привідного двигуна суднового дизель-генератора [24], температура повітря навколишнього середовища 17°C , паливо – дизельне. Розглянута сумарна зміна концентрації CO_2+NO_x компонентів продуктів згоряння на виході з охолоджувача.

Математична модель, що використовувалась при розрахунках, обґрунтована у роботі [184].

Метою розрахунків було оцінка зміни об'ємної концентрації шкідливих речовин за рахунок розбавлення потоку відпрацьованих газів для підвищення ефективності їхнього *розсіювання* в атмосфері.

Результати розрахунків очікуваної зміни концентрації шкідливих речовин на виході з охолоджувача наведені на рис.6.15.

Отримані результати показують ступінь зниження концентрації практично до мінімальних значень (синє поле) на всіх досліджених режимах.

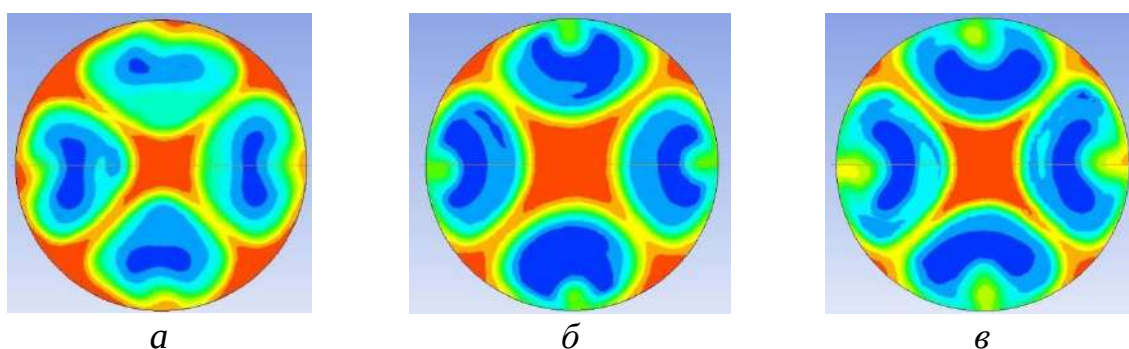


Рисунок 6.15 – Очікувана зміна концентрації шкідливих речовин на виході з охолоджувача при 45° куті відкриття жалюзійних решіток в залежності від навантаження двигуна: *а* – 100%; *б* – 75%; *в* – 50%

Результати розрахунків у вигляді залежностей $n_{out}=f(v_{rel})$, де n_{out} – вихідна концентрація шкідливих речовин, v_{rel} – відносне навантаження двигуна, %, для різних кутів відкриття жалюзі представлені на рис. 6.16а – 6.18. На рис.6.16б представлені результати розрахунків вихідних концентрації і температури відпрацьованих газів в залежності від температури зовнішнього повітря. Їх значення визначені як середньоінтегральні у вихідному перерізі.

Аналіз результатів показує наступне.

Зміна температури зовнішнього повітря незначно впливає на досліджувані показники роботи пристрою. Зміна вихідної концентрації та температури не перевищують 3% (рис.6.16б). Набагато сильніший вплив надає зміна навантаження двигуна та кута відкриття жалюзійних вікон (рис.6.16а-6.18).

Так, для кута нахилу жалюзі 45° (рис.6.16а), що використовується на теперішній час, зміна температури при зниженні навантаження зі 100% до 75 та 50% складає 12,5 та 19,5% відповідно. При цьому, відповідне зниження концентрації складає 13,8 і 22,7%.

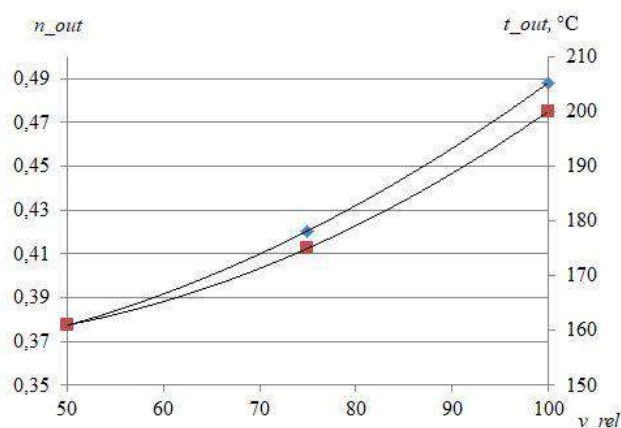


Рисунок 6.16а – Очікувана ефективність газоповітряного охолоджувача при 45° відкритті жалюзі в залежності від навантаження двигуна:

■ – зміна температури; ◆ - зміна концентрації

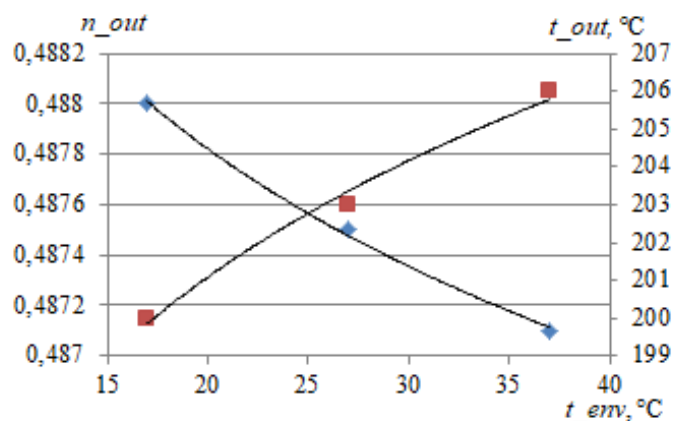


Рисунок 6.16б – Очікувана ефективність газоповітряного охолоджувача при 45° відкритті жалюзі в залежності від температури навколишнього середовища: ■ – зміна температури; ♦ - зміна концентрації

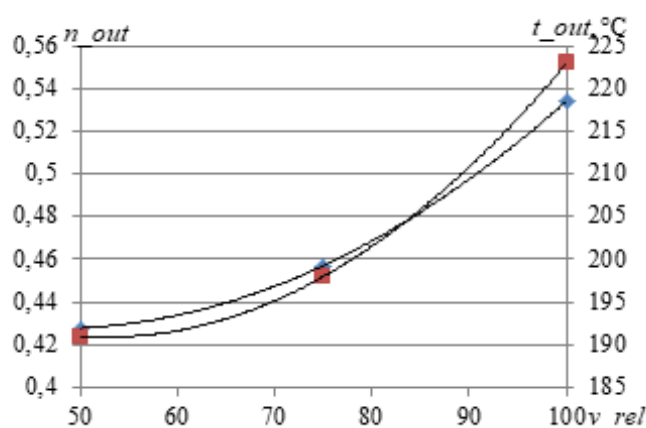


Рисунок 6.17. Очікувана ефективність газоповітряного охолоджувача при 60° відкритті жалюзі в залежності від навантаження двигуна: ■ – зміна температури; ♦ - зміна концентрації

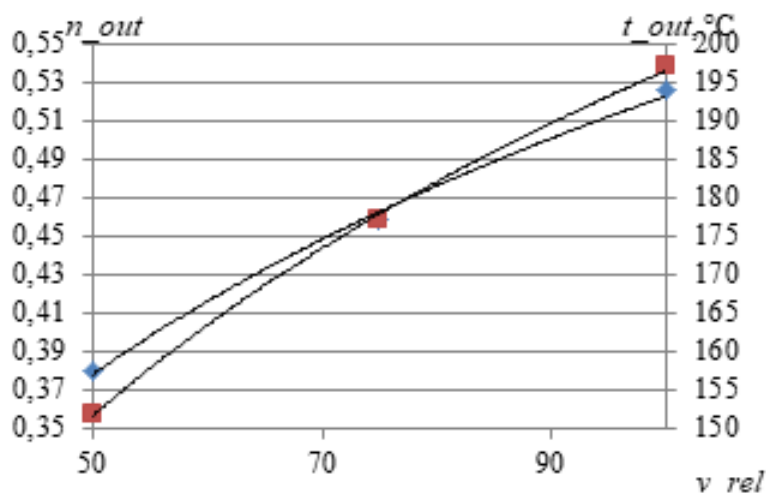


Рисунок 6.18. Очікувана ефективність газоповітряного охолоджувача при 30° відкритті жалюзі в залежності від навантаження двигуна: ■ – зміна температури; ♦ - зміна концентрації

При куті відкриття 60° (рис.6.17) спостерігається дещо менше зниження температури – 11,2% и 14,3%, але більше зниження концентрації – 14,4 и 19,7% відповідно.

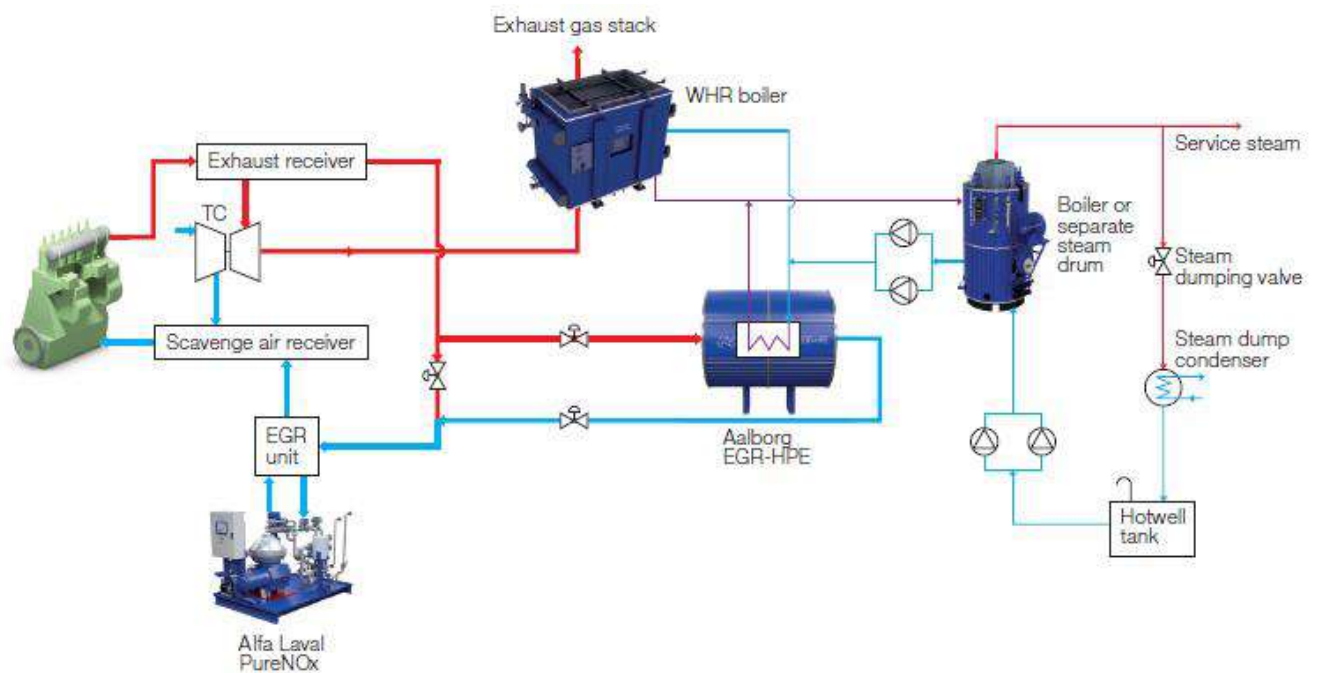
При куті відкриття 30° (рис.6.18) зниження температури і концентрації при зниженні навантаження зі 100 до 75 % складає 10,1% і 12,6 % відповідно. Але при цьому спостерігається найбільше зниження температури і концентрації до 50% - 22,8 і 27,7% відповідно.

У порівнянні з насадкою без закрутки потоку, отримане підвищення ефективності склало до 17%абс. Це пояснюється кращим перемішуванням потоків відпрацьованих газів і повітря і відповідно кращим його охолодженням.

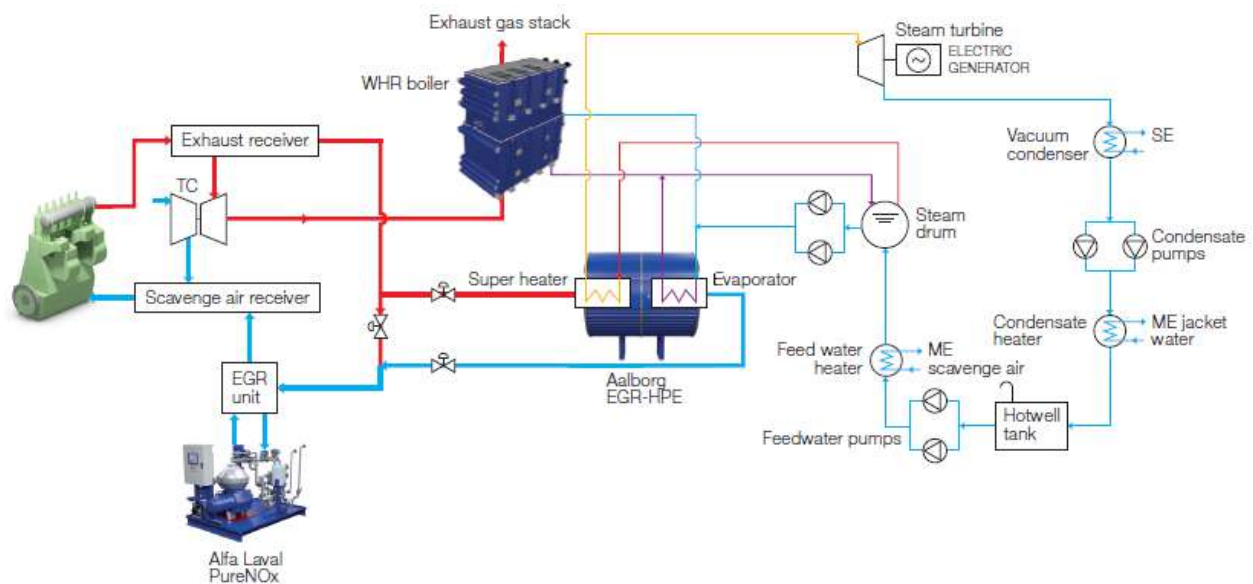
Отримані результати показали, що газоповітряні охолоджувачі з насадками з інтенсифікацією тепловіддачі можуть використовуватись як ефективний додатковий засіб забезпечення екологічності енергетичних установок, особливо у перехідних режимах роботи.

Системи рециркуляції газів суднових дизельних двигунів. Відомо, що рециркуляція газів впроваджується на сучасних судах як ефективний спосіб зниження рівня викидів NO_x .

Компанією *Alfa Laval Aalborg* спільно з *MAN Diesel&Turbo* запропоновано комплексну систему рециркуляції газів суднових дизельних двигунів. Система забезпечує рециркуляцію відпрацьованих газів головного двигуна та підігрів живильної води котельної установки (рис.6.19) [185].



a



б

Рисунок 6.19 – Варіанти виконання системи *Alfa Laval Aalborg EGR-HPE*

Важливу роль у системі відіграє теплообмінний апарат *Aalborg EGR-HPE*. Враховуючи місце його розташування у судновій енергетичній установці (рис.6.20), зниження його масогабаритних показників є актуальною задачею і використання отриманих у роботі результатів сприятиме цьому.

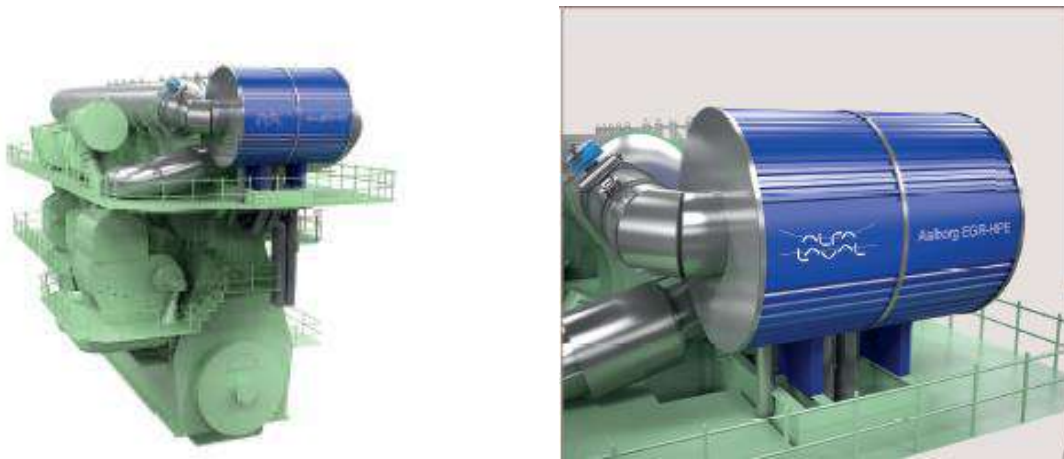


Рисунок 6.20 – Розташування теплообмінного апарату *Aalborg EGR-HPE*.

Висновки за главою 6

1. Використання наукових результатів при виконанні проектних проробок модернізації суден згідно вимогам Міжнародної морської організації дозволило обґрунтувати проектні рішення з визначенням ефективних схем та характеристик інноваційних суднових енергетичних установок танкерів та балкерів типу *PANAMAX*, що при інтенсифікації процесів перенесення теплоти в охолоджувачі наддувного повітря та утилізаційному котлі головного двигуна дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії установки на ходовому режимі до 2,6%.

2. Результати досліджень способів інтенсифікації конвективного теплообміну у теплообмінних апаратах суднових енергетичних установок та рекомендовані конструкції теплопередавальних поверхонь використовуються при обґрунтуванні проектних рішень корабельних енергетичних установок і їх елементів головних і допоміжних, а запропоновані способи інтенсифікації тепловіддачі у газоповітряних охолоджувачах відпрацьованих газів дозволяють додатково знизити рівень температурного поля викидів енергетичної установки корабля.

3. Способи інтенсифікації конвективного теплообміну у теплообмінних апаратах, які базуються на переважному зростанні рівня теплопередачі над гідродинамічним опором, використовуються при порівняльному аналізі ефективності застосування різних способів поліпшення характеристик газо- і

газопаротурбінних установок, а саме застосування різних типів теплопередавальних поверхонь утилізаційних котлів.

4. Результати дисертаційного дослідження представляють практичний інтерес та можуть використовуватися при проектуванні новітніх зразків енергетичних установок транспортного і стаціонарного призначення.

5. Апробацію наукових результатів для вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними характеристиками виконано в ДП ДПЦК, ДП НВКГ «Зоря»—«Машпроект» і «ПрАТ Чорноморсуднопроект» (м. Миколаїв) та *Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd.* (КНР) з оформленням актів впровадження.

Основні результати даного розділу опубліковані в роботах [182-184, 186-188].

Відомості про праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації надані в переліку джерел посилання [189-212].

ВИСНОВКИ ПО ДИСЕРТАЦІЙНІЙ РОБОТІ

1. Доведено, що в суднових енергетичних установках присутні резерви, які дозволяють при проміжному охолодженні, регенерації та утилізації теплоти робочого тіла підвищити їх ККД відповідно до 3; 5 та 3 % абсолютних за рахунок зниження енергетичних втрат у процесах конвективного теплообміну завдяки їх вдосконаленню за умови, що співвідношення теплоти, підведеної в циклі, до витрат енергії на переміщення теплоносіїв складає до 1,08; 1,13 та 1,06 відповідно.

2. У більшості сучасних суднових енергетичних установок значення показників теплових викидів з відпрацьованими газами, ресурсу, масових і габаритних показників відповідно: для дизельних установок – до 300 ГДж/год, до 110 тис. год, 27...45 кг/кВт, 0,24...0,62 м³/кВт; для газотурбінних установок – до 500 ГДж/год, до 90 тис. год, 1...5 кг/кВт, 0,05...0,11 м³/кВт, не відповідають вимогам ІМО і потребують удосконалення теплопередавального обладнання шляхом інтенсифікації сукупних процесів перенесення теплоти робочого тіла шляхом зниження термічних опорів теплопередачі.

3. Для суднових енергетичних установок покращення показників до 5 % економічності, 11 % теплових викидів, 5 % шкідливих викидів, 7 % ресурсних і 20 % масогабаритних досягається при інтенсифікації термогазодинамічних процесів у пучках еліптичних труб з оребренням, профільованими лунковими системами як раціональний напрям реалізації.

4. Обґрунтовано, що підвищення компактності суднових енергетичних установок до рівня 0,1...0,2 кВт/м³ можливе завдяки застосуванню утилізаційних котлів у дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів у газотурбінних установках з компактністю на рівні 60...140 м²/м³, що досягається використанням гладких еліптичних труб із співвідношенням осей $a/b = 2,4...2,6$.

5. Обґрунтовано, що підвищення ефективності і компактності енергетичної установки й утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок при перенесенні теплоти в каналах різної форми, визначене за фактором аналогії Рейнольдса, досягається зменшенням його складової частки опору форми на $0,275 \dots 0,302$, при цьому компактність на рівні $0,1 \dots 0,4 \text{ м}^3/\text{кВт}$ для установки та $83 \dots 106 \text{ м}^2/\text{м}^3$ для теплообмінного апарату мають плоскоовальні труби зі співвідношенням осей $a/b = 2,6 \dots 2,8$, а відповідну компактність $60 \dots 140 \text{ м}^2/\text{м}^3$ – труби еліптичної форми із співвідношенням осей $a/b = 2,4 \dots 2,6$ з гладкою поверхнею.

6. Доведено, що досягнення компактності дизельних та газотурбінних енергетичних установки до рівня $0,05 \dots 0,2 \text{ м}^3/\text{кВт}$ забезпечується використанням лункових систем на оребрених поверхнях їх теплообмінних елементів.

7. Розроблено метод розрахунку теплообмінних апаратів енергетичних установок при спіральному русі теплоносія в каналі шляхом використання узагальненого критеріального рівняння тепловіддачі як додатка двох функцій, які враховують вплив закрутки теплоносія і тепловіддачу в каналі без закрутки, що забезпечує можливість більш широкого узагальнення результатів досліджень.

8. Показано, що підвищення компактності суднових утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок досягається за рахунок використання гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і поздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,4$ та $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 \dots 1,9$, що підвищує ефективність перенесення теплоти на $24 \dots 31 \%$ у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

9. Доведено, що подальше підвищення компактності суднових енергетичних установок та їх котлів досягається додатковим використанням

послідовного розташування лунок на ребрах при спірально-стрічковому зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметра d $H/d = 0,125 \dots 0,5$ та плоскому на еліптичних трубах з $H/d = 0,1 \dots 0,3$, що відповідно підвищує ефективність перенесення теплоти на 33 % та 35 % абсолютних у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

10. Доведено, що для регенераторів суднових енергетичних установок додаткове використання лункових систем з параметрами, аналогічними пункту 9, відповідно підвищує ефективність до 34 % та 36 % абсолютних.

11. Розроблені конструктивні схеми теплопередавального обладнання для охолодження, регенерації й утилізації теплоти в суднових енергетичних установках дозволяють відповідно досягнути покращення економічності – до 3%, ефективності теплових викидів – до 7%, шкідливих викидів – до 3%, ресурсних – до 5 % і масогабаритних – до 20 % для неореброваних поверхонь і відповідно до 5 %, 10 %, 5 %, 7 % і 15 % – для ореброваних.

12. Застосування у транспортних і стаціонарних енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними та компактними пучками каналів дає можливість поліпшити їх економічні, екологічні, ресурсні і масогабаритні характеристики енергетичних установок, зокрема при проміжному охолодженні до 1,06, регенерації – 1,12 та утилізації теплоти робочого тіла – 1,04 і відповідно дозволяє підвищити ККД енергетичних установок до 2,5 %.

13. Апробацію наукових результатів з удосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації перенесення теплоти в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними характеристиками виконано в «Зоря»–«Машпроект», ПрАТ «Чорноморсуднопроект», ДП ДПЦК (м. Миколаїв) та *Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd.* (КНР) з оформленням актів впровадження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Reliable gas turbines* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/gas-turbines.html> (дата звернення: 01.09.2023)
2. ДП НВКГ «Зоря»- «Машпроект»: [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://zmturbines.com/ru/serial-production/engines/> (дата звернення: 01.09.2021).
3. *MT30 Marine Gas Turbine*. [Електронний ресурс] / Режим доступу www.rolls-royce.com/products-and-services/defence/naval/gas-turbines/mt30-marine-gas-turbine.aspx (дата звернення: 01.09.2023).
4. *Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI 2018* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/waste-heat-recovery-system.pdf> (дата звернення: 01.09.2023).
5. *Marine engine programme. MAN Energy Solutions 2015-2023* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/marine-engine-programme> (дата звернення: 01.09.2023).
6. *Marine Diesel Engines and Generator Sets*. [Електронний ресурс] / Режим доступу https://www.cat.com/en_US/by-industry/marine.html (дата звернення: 01.09.2023).
7. *Engines for commercial marine* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.mtu-solutions.com/au/en/applications/commercial-marine/commercial-marine-solutions.html> (дата звернення: 01.09.2023)
8. *Marine defense: naval engines* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.mtu-solutions.com/cn/en/applications/defense/marine-defense-solutions.html> (дата звернення: 01.09.2023)

9. *RTA and RT-flex low-speed engines* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/rta-and-rt-flex-low-speed-engines> (дата звернення: 01.09.2023)
10. *Diesel engines* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/diesel-engines> (дата звернення: 01.09.2023)
11. *Marine Engine* [Електронний ресурс] / Режим доступу http://www.hyundai-engine.com/engine/engine02_01.asp (дата звернення: 01.09.2023)
12. *Reliable Mitsubishi Marine Engines* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://engine-genset.mhi.com/marine-engines> (дата звернення: 01.09.2023)
13. *Emission project guide. MAN Energy Solution* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/project-guides> (дата звернення: 01.09.2021)
14. *Wartsila Environmental Product Guide* [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/egc/product-guide-o-env-environmental-solutions.pdf>. (дата звернення: 01.09.2023)
15. ДСТУ EN 1679-1:2018. Двигуни внутрішнього згоряння поршневі. Безпека. Частина 1. Дизельні двигуни. [Текст] / Київ: Видавництво стандартів, 2018, 56с
16. МАРПОЛ 73/78 Додаток VI (переглянуте) до Конвенції "Правила запобігання забруднення повітряного середовища з суден" [Електронний ресурс] / Режим доступу <http://docs.cntd.ua/document/499014496> (дата звернення: 01.09.2023)
17. Yang Z. Combustion and emissions investigation on low-speed two-stroke marine diesel engine with low sulfur diesel fuel [Text] / Zhiyuan Yang, Qinming Tan, Peng Geng / POLISH MARITIME RESEARCH 1 (101) 2019 Vol. 26; pp. 153-161 <https://doi.org/10.2478/pomr-2019-0017>

- 18.** Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління [Текст]/ І. І. Черниш, С. А. Кар'янський, Є. М. Оженко. Одеса : НУ «ОМА», 2019. – 217 с.
- 19.** Миколаївські газотурбінні двигуни і установки. Історія створення [Текст] // ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект», Центр НДДКР «Машпроект»; Під заг. ред. докт. техн. наук В.І.Романова. – Миколаїв: Вид-во «Південь-Інформ», 2005. – 304 с.
- 20.** ДСТУ 2340–94 Установки газотурбінні. Терміни та визначення. [Текст] / Київ: Видавництво стандартів, 1994, 73с
- 21.** Розробка та впровадження судових ГТД ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект»: Монографія [Текст] / Хоменко А.І. та ін. Миколаїв: видавництво Торубари О.С., 2010. 288 с.
- 22.** SGT-700 gas turbine. High fuel flexibility, low emissions [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/sgt-700.html#Power-plants-tab-2> (дата звернення: 01.09.2022)
- 23.** Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов ; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків : Прапор, 2004. – 384 с.
- 24.** New challenges sustainably mastered. CHARGE AIR COOLERS. [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://www.kelvion.com/products/product/charge-air-coolers/> (дата звернення: 01.09.2023).
- 25.** Charge Air Coolers [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://ej-bowman.com/downloads> (дата звернення: 01.09.2023)
- 26.** Мошенцев, Ю.Л. Охолодження наддувного повітря з використанням повітряної холодильної машини [Текст] / Ю.Л. Мошенцев, Б.Г. Тимошевський, В.Д. Бао. // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2001. Вип. 23. – С. 90-92

27. Сирота, О.А. Дослідження впливу температури зовнішнього повітря і забортної води на температуру наддувного повітря на вході в циліндр судових дизелів [Текст] / О.А. Сирота // Наукові праці ЧДУ ім. Петра Могили. Серія «Техногенна безпека». – 2009. – № 98 (111). – С. 20-26.;
28. Сирота, О.А. Вплив експлуатаційних факторів і системи охолодження на температуру наддувного повітря на вході у циліндри судових дизелів [Текст] / О.А. Сирота, М.І. Радченко // Двигуни внутрішнього згоряння. 2013. - №2 – с. 116-119
29. Мошенцев, Ю.Л. Системи охолодження і теплообмінні апарати двигунів внутрішнього і теплообмінні апарати двигунів внутрішнього згоряння [Текст] / Ю.Л. Мошенцев, О.А. Гогоренко, Д.С. Мінчев. – Миколаїв; вид. Торубара В.В., 2020. – 234 с.
30. Кузнецов, В.В. Утилізаційні котли газотурбінних установок [Текст]/ В.В.Кузнецов, С.А. Кузнецова, С.М. Мовчан, Д.М. Соломонюк. – Миколаїв: Видавництво НУК, 2011. – 248 с.
31. Газотурбінні двигуни для енергетики і газотурбінні електростанції: каталог [Текст]/ Миколаїв: ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект», 2004. 20 с.
32. Романовський, Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін : [Текст] / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 292 с.
33. Романовський, Г.Ф. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: [Текст] / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващиленко, С.І. Сербін – Миколаїв, 2003. 304 с.
34. Мовчан, С.М. Регенератори проекту ЦНДДКР "Машпроект" для стаціонарних і судових газотурбінних установок [Текст] / С.М. Мовчан, Ю.В. Бочкарьов, Д.М. Соломонюк // Наукові праці. Серія «Техногенна безпека». Том111: Видавництво МДГУ ім. П. Могили. – 2009. – Випуск 98. – С. 206-215.
35. Кузнецов, В.В. Енергетичні об'єкти морської інфраструктури: теплофізичні процеси та показники [Текст] / В.В. Кузнецов, С.С. Рижков, А.П. Шевцов – Миколаїв, 2016. 288 с.

36. Варламов, Г.Б. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії [Текст] / Г.Б. Варламов, Г.М. Любчик, В.А. Малярєнко – ІВЦ «Видавництво Політехніка», 2003. 232 с.
37. Thermodynamics, Heat Transfer, and Fluid Flow. Doe Fundamentals Handbook [Text] / U.S. Department of Energy. 138 p.
38. Халатов, А.А. Теплообмін і гідродинаміка при циклонному охолодженні лопаток газових турбін [Текст] / А.А. Халатов, В.В. Романов, І.І. Борисов, Ю.Я. Дашевський, С.Д. Северін – ІТТФ НАН України. Київ. 2010. 317 с.
39. Kays, W. M. Compact Heat Exchangers. [Text] / W. M. Kays, A. L. London. Third Edition Krieger Publishing Company, Inc. USA, 2018. 347 p.
40. Branson, S.T. Heat Exchangers: Types, Design, and Applications [Text] / S.T. Branson. Nova Science Publishers, inc. 2011. 245 p.
41. Thulukkanam, K. Heat Exchanger Design Handbook [Text] / K. Thulukkanam, CRC Press. 2013. 125 p.
42. Roetzel, W. Design and Operation Of Heat Exchangers and their Networks [Text] / W. Roetzel, X. Luo, D. Chen. Elsevier Academic Press. 2020. 584 p.
43. Халатов, А.А. Теплообмін і гідродинаміка біля поверхневих заглиблень (лунок) [Текст] / А.А. Халатов – К.: Ін-т технічної теплофізики НАН України, 2005. 140 с.
44. Халатов, А.А. Узагальнення дослідних даних по фактору аналогії Рейнольдса для інтенсифікаторів теплообміну різних типів [Текст] / А.А. Халатов, А.В. Окішев, В.М. Оніщенко // Пром. Теплотехніка. 2010. Т.32. №5. С. 5–13.
45. Schlichting, H. Boundary-Layer Theory [Text] / H. Schlichting, K. Gersten. Springer Berlin, Heidelberg. 2017. 805 p. doi:10.1007/978-3-662-52919-5
46. Landau, L.D. Fluid Mechanics [Text] / L.D. Landau, E.M. Lifshitz. Pergamon Press. 1987. 551 p.
47. Халатов, А. А. Теорія і практика закручених потоків [Текст] / А. А. Халатов - К.: Наукова Думка, 1989.- 200 с.

48. Gortishov, Yu.F. Studies of hydrodynamics and heat exchange in channels with various types of intensifiers [Text]/ Yu.F. Gortishov, I.A. Popov, R.D. Amirkhanov // Proceedings of the 11th International Heat Transfer Conference. Vol.6, August 1998. Kyongju, Korea, p.83-88.
49. Patel, V. K. Thermal Design and Optimization of Heat Exchangers[Text]/ V. K. Patel, V. J. Savsani, M. A. Tawhid. *Thermal System Optimization*, 2019, p. 33–98. doi:10.1007/978-3-030-10477-1_3
50. Sheriff, N. Heat-transfer and friction properties of surfaces with discrete roughnesses [Text]/ N. Sheriff, P. Gumley // International Journal of Heat and Mass Transfer, 1966, 9(12), p. 1297–1320. doi:10.1016/0017-9310(66)90130-x
51. Nakhchi, M. E. Performance intensification of turbulent flow through heat exchanger tube using double V-cut twisted tape inserts [Text] / M. E. Nakhchi, J. A. Esfahani, Chemical Engineering and Processing - Process Intensification, 2019, 107533. doi:10.1016/j.cep.2019.107533
52. Kapustenko P. Intensification of Heat Transfer Processes[Text] / Kapustenko P., Kukulka D., Arsenyeva O. // Chemical Engineering Transactions, 2015. 45, p. 1729-1734.
53. Batchelor, G. K. An introduction to Fluid Dynamics [Text] / Cambridge at the University Press, 1970. 740 c.
54. Rawson, K.J. Basic ship theory [Text] / K.J. Rawson, E.C. Tupper – 5th ed. Butterworth-Heinemann. 2001. 401 p.
55. Fundamentals of fluid mechanics [Text] / B.R. Munson, T.H. Okiishi, W. W. Huebsch, A. P. Rothmayer // John Wiley & Sons, Inc. 2013. – 796 p
56. Khan, W. A. Fluid Flow and Heat Transfer From Elliptical Cylinders: Analytical Approach [Text] / W. A. Khan, J.R. Culham, M. M. Yovanovich // 37th AIAA Thermophysics Conference 28 June-1 July/Portland, OR AIAA 2004-2272
57. Çengel, Y. A. Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications [Text] / Y.A. Çengel, A. J. Ghajar. McGraw-Hill Education. 2011. 991 p.

58. Sohal M. S. Improving air-cooled condenser performance using winglets and oval tubes in a geothermal power plant [Text] / M. S. Sohal, J. E. O'Brien // *Geothermal Resources Council Transactions*. 2001. Vol. 25.
59. Wong, H.Y. Heat transfer for engineers [Text] / H.Y. Wong. Longman. London and New York. 1977 – 216 c.
60. Sajadi, A.R. Experimental and numerical study on heat transfer and flow resistance of oil flow in alternating elliptical axis tubes. [Text] / A.R. Sajadi, Yamani Douzi S.S., D. Ashtiani, F. Kowsari // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 77, p. 124–130. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.05.014.
61. Shahane, A. Enhancement of Heat Transfer Coefficient through Forced Convection Apparatus by Using Circular and Elliptical Pipe. [Text] / A. Shahane, L.Ghodake, D.T. Kashid, D.S. Ghodake // *International Journal of New Technology and Research (IJNTR)*, 2019, vol. 5, 38-43. doi: 10.31871/IJNTR.5.4.22.
62. Lopata, S. Heat Transfer Coefficient in Elliptical Tube at the constant heat flux. [Text] / S. Lopata, P. Oclon, T. Stelmach, P. Markowski // *Thermal Science*, 2019, vol. 23, 1323-1332. doi 10.2298/TSCI19S4323L.
63. Hasan, A. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air. [Text] / A. Hasan // *Heat and Mass Transfer*, 2005, 41(8), 724–733. doi:10.1007/s00231-004-0612-7.
64. Khan, W. A. Fluid Flow Around and Heat Transfer From Elliptical Cylinders: Analytical Approach. [Text] / W. A. Khan, R.J. Culham, M.M. Yovanovich // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2005, 19(2), 178–185. doi:10.2514/1.10456.
65. Кузнецов, В.В. Проектування теплообмінних апаратів для ГТУ складних циклів [Текст]/ В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Вісник НТУ „ХПІ”. Збірник наук.праць. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2008.- №35. -С.78-88.
66. Кузнецов, В.В. Оптимізація масогабаритних показників регенераторів ГТУ [Текст]/ В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Східно- Європейський журнал передових технологій 4/6(40). 2009. С. 48–52.

67. Соломонюк, Д.М. Поліпшення масових показників газотурбінних установок шляхом вибору раціональних параметрів регенераторів: автореф. дис. ... канд.техн.наук :05.05.03. Миколаїв, 2018. 21с.
68. Халатов, А.А. Теплообмін та гідродинаміка в полях відцентрових масових сил: Монографія [Текст] / А.А. Халатов, І.І. Борисов, С.В. Шевцов – Київ, 2005. 500 с.
69. Кунтиш, В. Б., Санкович, Е. С.; Мулін, В. П., Піір, А. Э., Міннігалєєв, А. Ш. (2012). Теплообмінна труба. Опис корисної моделі до патенту 8250
70. Exhaust gas economizer [Електронний ресурс] / [Режим доступу] <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/boilers/exhaust-gas-economizer/> (дата звернення: 21.02.2023).
71. Compact fin heat exchangers [Електронний ресурс] / [Режим доступу] <https://www.kelvion.com/products/category/compact-fin-heat-exchangers/> (дата звернення: 21.02.2021).
72. Beck D. S. Gas-Turbine Regenerators [Text]/ D. S. Beck, D. G. Wilson. Springer New York, 2012, 250 p.
73. Omar, H. Performance of Regenerative Gas Turbine Power Plant. [Text]/ H.Omar, A. Kamel, M. Alsanousi // *Energy and Power Engineering*, 2017, **9**, p. 136-146. doi: 10.4236/epe.2017.92011
74. Горбов, В.М. Перспективи модернізації ГТС України регенеративними газотурбінними установками [Текст] / В.М.Горбов, С.М.Мовчан, Д.М.Соломонюк // *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2019. № 1. С.56-67
75. Теплообмінне обладнання для газоперекачувальних агрегатів: [Електронний ресурс] / [Режим доступу] <http://www.fakel.ua/ua/products/gts/75/83/> (дата звернення: 21.02.2021).
76. Сударев О.В. Уніфікований ряд регенеративних газотурбогенераторів суднового і наземного використання / О. В. Сударев, А. С. Молчанов, Б. В. Сударев, А. А. Халатов, М. В. Ковалев // *Східно-Європейський журнал передових технологій* – №3/10 (51) – 2011 – с. 37 – 43

77. Crisalli, A. J. Overview of the WR-21 Intercooled Recuperated Gas Turbine Engine System: A Modern Engine for a Modern Fleet [Text]/ Crisalli, A. J., & Parker, M. L. // ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1993 Volume 3A: General. doi:10.1115/93-gt-231
78. Teraji, David. Mercury™ 50 Field Evaluation and Product Introduction [Text] / David Teraji // Paper No: 05-IAGT-1.1 INDUSTRIAL APPLICATION OF GAS TURBINES COMMITTEE – 2005. 10 p.
79. Кузнецов, В.В. Напрямки інтенсифікації процесів теплопередачі в елементах суднових енергетичних установок для досягнення їх заданої ефективності [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов// Матеріали III МНПМК ОНМУ MPP&O-2021, С. 206-210
80. Кузнецов, В.В. Підвищення теплогідравлічної ефективності і компактності суднових утилізаційних котлів [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XII МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон, ХДМА, 2021, С.135-139
81. Кузнецов, В.В. Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В.Кузнецов // Матеріали XII МНПК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С.30-32
82. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П.Марченка. - Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с
83. Разлейцев, М.Ф. Моделювання і оптимізація процесів згоряння в дизелях [Текст] / Н.Ф. Разлейцев– Харків: Вища школа, Вид-во при Харк. ун-та, 1980. – 169 с.
84. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 5 : Екологізація ДВЗ : підручник / А. П. Марченко [та ін.] ; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків : Прапор, 2004. – 368 с
85. Наливайко, В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння [Текст] / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. — Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.

- 86.** Погорєлов, А.І. Тепломасообмін (основи теорії і розрахунку). 4-е видання [Текст] / А.І. Погорєлов— Львів: «Новий Світ-2000», 2006. – 144 с.
- 87.** Гришанова І. А. Розв'язок задач проєктування приладів та систем з використанням ANSYS і MATHCAD [Текст] / І. А. Гришанова, Л. П. Згуровська, Ю. В. Киричук. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2022. – 180 с.
- 88.** Launder, B. E. Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure [Text] / B. E. Launder, G. J. Reece, W. Rodi. // J. Fluid Mech. 68(3). 537–566. April 1975
- 89.** Patankar, S. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow [Text] / Patankar, S. – Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980, 152 p.
- 90.** Дубенець В.Г. Основи методу скінченних елементів [Текст] / В.Г. Дубенець, В.В. Хільчевський, О.В. Савченко – Чернігів: ЧДТУ, 2007. – 288 с.
- 91.** Буляндра, О. Ф. Технічна термодинаміка [Текст] / О. Ф. Буляндра – К.: Техніка, 2006. – 320 с.
- 92.** IMO, 2021. Guidelines on Operational Carbon Intensity Indicators and the Calculation methods (CII Guidelines, G1). MEPC.336(76). MEPC 76/15/Add.2 [Електронний ресурс] / Режим доступу [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.336\(76\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.336(76).pdf) (дата звернення: 01.08.2024)
- 93.** IMO, 2021. Guidelines on the Reference Lines for Use with Operational Carbon Intensity Indicators (CII Reference Lines Guidelines, G2) MEPC.337(76). MEPC 76/15/Add.2 [Електронний ресурс] / Режим доступу [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.337\(76\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.337(76).pdf) (дата звернення: 01.08.2024)
- 94.** IMO, 2021. Guidelines on the Operational Carbon Intensity Reduction Factors Relative to Reference Lines (CII Reduction Factors Guidelines, G3) MEPC.338(76). MEPC 76/15/Add.2 [Електронний ресурс] / Режим доступу [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.338\(76\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.338(76).pdf) (дата звернення: 01.08.2024)

- 95.** ДСТУ 31324:2007 Шум. Визначення характеристик глушників під час випробування на місці встановлення. Держспожив України. 2007. 35с.
- 96.** ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни і визначення. Держстандарт України. 1994. 19с.
- 97.** ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення. Держстандарт України. 1994. 29с.
- 98.** Нечипоренко, О. М. Основи надійності літальних апаратів [Текст] / О. М. Нечипоренко. – К.: НТУУ “КПІ», 2010. – 240 с. Бібліогр.: с. 235- 239.
- 99.** Васілевський, О.М. Нормування показників надійності технічних засобів [Текст] / О.М. Васілевський, В.О.Поджаренко. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 129 с.
- 100.** ДСТУ 8647:2016 Надійність техніки. Оцінювання та прогнозування надійності за результатами випробувань і/або експлуатації в умовах малої кількості відмов. Держстандарт України. 2017. 58с.
- 101.** СОУ-Н ЕЕ 25.302:2007 Котли парові та водогрійні, турбіни, трубопроводи пари і гарячої води з тиском до 4 МПа. Положення про експертне обстеження (технічне діагностування). Настанова. Мінпаливенерго України. 2007. 40 с.
- 102.** Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. [Текст]: Регістр судноплавства України, 2020. 632 с.
- 103.** Гогоренко, О.А. Створення перспективних конструкцій охолоджувачів наддувного повітря тепловозних двигунів [Електронний ресурс] / О.А. Гогоренко// Вісник НУК. 2011. № 1. Режим доступу <http://ev.nuos.edu.ua/ru/publication?publicationId=8012> (дата звернення: 21.02.2024).
- 104.** Kuznetsov, V. The development of long-range heat transfer surfaces for marine diesel engine charge air coolers [Text] / Valerii Kuznetsov, Oleksiy Gogorenko, Svetlana Kuznetsova // Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin.–2021.– 65 (137). pp. 51–57. doi: 10.17402/460

- 105.** ДСТУ EN 60584-1:2016. Перетворювачі термоелектричні. Частина 1. Технічні характеристики та допустимі відхилення електрорушійної сили (ЕРС) [Text]: Київ. ДП «УкрНДНЦ», 2016, 96с.
- 106.** Дубровська В.В. Термодинаміка та теплообмін [Текст] / В.В. Дубровська, В.І. Шкляр.- К.: НТУУ «КПІ», Вид-во «Політехніка», 2016. – 152 с
- 107.** ОВЕН УКТ38-Щ4 Вимірювач-регулятор багатофункціональний восьмиканальний. Керівництво з експлуатації. АРАВ.421210.005 РЕ [Електронний документ] / Режим доступу https://aqteck.com.ua/uploads/106/re_ukt38-shh4_2-ru-45612-1.3.pdf (дата звернення: 21.02.2024)
- 108.** Мікроманометр багатодіапазонний з нахиленою трубкою ММН-2400. Інструкція по експлуатації. [Електронний документ] / Режим доступу <http://standart-m.com.ua/izmeritelnye-pribory/manovakuumetry/mikromanometr-mmn-2400> (дата звернення: 21.02.2024)
- 109.** Нечаєв В.П. Теорія планування експерименту [Текст] / В.П. Нечаєв, Т.М. Берідзе, В.В. Кононенко –К.: Кондор, 2005. – 232 с.
- 110.** Montgomery, D. C. Design and Analysis of Experiments [Text] / D. C. Montgomery. John Wiley & Sons, Inc. 2013. 757 p.
- 111.** Van Dyke, M. An Album of Fluid Motion [Text] / M. Van Dyke, The Parabolic Press, Stanford, California. 1982, 184 p.
- 112.** Єпіфанов, О.А. Суднові котельні установки та їх експлуатація [Текст] / О.А. Єпіфанов, – Миколаїв : НУК, 2023. – 231 с.
- 113.** Аналіз експериментальних даних з аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб [Текст] / Є.М. Письменний, В.А. Кондратюк, О.М. Терех, О.І. Руденко, О.В. Баранюк // Східно-Європейський журнал передових технологій – 2015, 6/8 (78), С.19-24. doi:10.15587/1729-4061.2015.55529.
- 114.** Кондратюк, В.А. Теплообмін та аеродинаміка пакетів плоскоовальних труб з лунками [Текст] / В.А. Кондратюк, Є.М. Письменний, О.М. Терех // Scientific Journal «ScienceRise». – 2015. –№11/2(16). – С.10-14.

- 115.** Патент України на корисну модель №65008, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня для експериментальних досліджень [Текст]/ Кузнецов В.В., Димо Б.В., Якимович А.В., Кузнецов В.Г., Кузнецова С.А.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 20.04.2011, опубл. 25.11.2011 Бюл. №22.
- 116.** Kuznetsov, V. V. Multi-Level Estimation of the Heat Transfer Processes Efficiency in the Power Plants Elements [Text]/ V. V. Kuznetsov // Problems of the Regional Energetics. 2020. Iss. 3 (47), pp. 29–39. doi: 10.5281/zenodo.4018947
- 117.** Дашевський, Ю.Я. Теплообмін та гідродинаміка повітряного потоку у круглій трубі при похило-тангенційній закрутці [Текст]. Автореф. дис. на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук/ Ю.Я. Дашевський, – Київ, ІТТФ НАН України, 2011, 24с.
- 118.** Хей, Н. Теплообмін у трубі із закрученим потоком [Текст] / Н. Хей, П. Д. Вест. // Теплопередача. Сер. С. – 1975. – №3. – С. 100-106.
- 119.** Hedlund, C. Local Swirl Chamber Heat Transfer and Flow Structure at Different Reynolds Numbers [Text] / C. Hedlund, P. Ligrani. // Journal of Turbomachinery.– 2000.– Vol. 122, – P. 375-385.
- 120.** Lee, D. H. The effect of concave surface curvature on heat transfer from a fully developed round impinging jet [Text] / D. H. Lee, Y. S. Chung, S. Y. Won, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(13), p. 2489–2497. doi:10.1016/s0017-9310(98)00318-4
- 121.** Халатов, А. А. Теплообмін і гідродинаміка в полях відцентрових масових сил в 9 т. [Текст]/ А. А. Халатов, А. А. Авраменко, І. В. Шевчук. – К.: Вид. Ін-та технічної теплофізики НАН України, 2000 – Т. 3: Закручені потоки. – 2000. -474 с.
- 122.** Moon H.-K. Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage [Text]/ H.-K. Moon, T. O'Konnel, B. Glezer. ASME.– 1999. – Paper No 99-GT-163.
- 123.** Kovalenko, L.M. Comparison of the thermal efficiency of surfaces of convective heat transfer of different form, used in industrial chemical apparatus

[Text] / L.M. Kovalenko, *Chem Petrol Eng* 1979, **15**, p.194–198
doi.org/10.1007/BF01161780

124. Дубчак В.М. Вища математика в прикладах та задачах. [Текст] / В.М. Дубчак, В.М. Пришляк, Л.І. Новицька. – Вінниця: ВНАУ, 2018. – 254 с.

125. Кулініченко, В.Р. Довідник по теплообмінним розрахункам [Текст] / В.Р. Кулініченко – К.: Техніка, 1990. – 165 с.

126. Патент України на корисну модель №69706, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня [Текст] / Кузнецов В.В., Кузнецова С.А., Якимович А.В., Кузнецов В.Г. Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 25.10.2011, опубл. 10.05.2012 Бюл. №9.

127. Кузнецова, С.А. Енергозбереження при експлуатації ГПА на морських об'єктах видобутку та транспортування природного газу [Текст]/ С.А. Кузнецова, В.В. Кузнецов // Енергетика : економіка, технології, екологія – 2008.-№2.-С.39-43.

128. Кузнецов, В.В. Дослідження теплообміну в пучках профільованих труб [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Східно-Європейський журнал передових технологій. 2009, 4/6(40) – С.44–47.

129. Кузнецов, В. В. Теплоотдача при закрутке потока внутри трубчатых каналов теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст]/ В.В. Кузнецов, С. Н. Мовчан, В. И. Романов, А.П. Шевцов // Вісник НУК – Миколаїв: НУК, 2011. – № 4. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua>. (дата звернення: 21.02.2024)

130. Кузнецов, В. В. Представление и обобщение экспериментальных исследований теплоотдачи при закрутке потока внутри трубчатых элементов газотурбинных установок [Текст]/ В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, В.И. Романов, А.П. Шевцов // Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2011. – № 5. С.69-75.

131. Кузнецов, В. В. Снижение массогабаритных показателей регенераторов газотурбинных установок путем внутренней закрутки потока [Текст]/ В.В.

Кузнецов, С.Н. Мовчан, А.П. Шевцов, С.Г. Ким // Восточно - Европейский журнал передовых технологий – 3/12(63), 2013. – С.76–79.

132. Sayyaadi, H. Design and optimization of a non-TEMA type tubular recuperative heat exchanger used in a regenerative gas turbine [Text] / H. Sayyaadi, H. Aminian // Energy. – 2010. – V. 35. – Issue 4. – P. 1647-1657.

133. Кузнецов, В. В. Оценка эффективности процессов интенсификации теплопередачи в теплообменных аппаратах [Текст]/ В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2014. – № 6. С. 40-43

134. Кузнецов, В. В. Обобщение закономерностей при теплоотдаче закрученных потоков внутри трубчатых каналов теплопередающих устройств энергетических установок [Текст]/ В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2015. – № 4. С.46-52

135. Kuznetsov, V. V. Heat transfer inside the rough-walled tubular channels of power plant elements [Text]/ V. V. Kuznetsov // Shipbuilding&Marine Infrastructure – 2018, №1(9), pp.92-100. doi 10.15589/SMI. 2018.01.13

136. Кузнецов, В.В. Оценка теплогидравлической эффективности профилирования оребренных поверхностей судовых утилизационных котлов [Текст]/ В.В. Кузнецов, Г.В. Кузнецов// Судостроение и Морская инфраструктура – 2018, №2, С.245-251 doi 10.15589/SMI. 2018.02.27

137. Kuznetsov, V. V. Justification of efficiency of plain shaped heat exchange surfaces to increase the compactness of power plants [Text] / V.V. Kuznetsov// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 6/8 (108) 2020 p.17-27 doi: 10.15587/1729-4061.2020.214829

138. Кузнецов, В.В. Тепло и гидродинамическая эффективность пучков эллиптических труб [Текст]/ В.В. Кузнецов, А.В. Якимович //Восточно - Европейский журнал передовых технологий 3/3(45), 2010. – С.53–57

139. Горбов В.М. Сравнительная эффективность газотурбинных установок разных схемных решений [Текст] / В.М. Горбов, Д.Н. Соломонюк // Збірник наукових праць УДМТУ. – 1999. – №5 (365). – С. 47-54.

- 140.** Романов В.В. Особливості створення газотурбінної установки регенеративного циклу для ГПА [Текст] / В. В. Романов, В. Є. Спіцин, А. Л. Боцула, С. М. Мовчан, В. М. Чобенко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2009. – том 4, №4 (40). – С.16-19.
- 141.** Кузнецов, В.В. Оцінка теплогідравлічної ефективності теплообмінних елементів суднових енергетичних установок при зовнішньому обтіканні труб різного перерізу [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали VIII МНТК «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» м. Миколаїв, НУК, Україна, 2024. С.65-66.
- 142.** Bart, H. J. Innovative Heat Exchangers [Text] / H. J. Bart, S.Scholl. Springer. 2018. 465 p.
- 143.** Кузнецов, В.В. Исследование сопряженного теплообмена в элементах турбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович, А.Ю. Волошин // Матеріали IV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв НУК, Україна, 2013, С.408-410.
- 144.** Кузнецов, В.В. Интенсификация теплопередачи в регенераторах газотурбинных установок при внутренней закрутке потока [Текст] / В.В.Кузнецов, А.П.Шевцов // Матеріали IV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці », м. Миколаїв НУК, Україна, 2013, С.410-413.
- 145.** Кузнецов, В.В. Обобщение закономерностей при теплоотдаче закрученных потоков внутри трубчатых каналов теплопередающих устройств энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII МНТК, частина 2 Миколаїв, НУК, 2015 р, С.200-201
- 146.** Кузнецов, В.В. Теплоотдача внутри трубчатых каналов с шероховатыми стенками элементов энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов// Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні: Матеріали XI МНТК, Миколаїв, НУК, 2016 р., С.37-39

- 147.** Кузнецов В.В. Оцінка впливу профілювання поверхні теплопередачі на їх теплопередавальні характеристики [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Язловецький, Г.В. Кузнецов // Матеріали VIII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв НУК, Україна, 2017 р., С.190-191.
- 148.** Heat recovery silencers for reciprocating engines [Електронний ресурс]/ Режим доступу <http://www.maximsilencers.com/reciprocating-engine-heat-recovery-silencers-MFT.html> (дата звернення: 21.02.2024)
- 149.** Fahy, F. Engineering Acoustics [Text] / F. Fahy. Elsevier. 2003. 446 p.
- 150.** Ginsberg, J.H. Acoustics-A Textbook for Engineers and Physicists [Text] / J.H. Ginsberg. Springer Cham. 2017. 576 p.
- 151.** Кузнецов, В.В. Модульные регенераторы для газотурбинных установок [Текст]/ В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Восточно - Европейский журнал передовых технологий 3/3(45), 2010. – С.12–15
- 152.** Романов В. В. Використання газотурбінних технологій – ефективний шлях модернізації енергетики України [Текст] / В.В. Романов, А.О. Филоненко, В.М. Чобенко // Наукові праці МДГУ ім. П.Могили: Науково-методичний журнал. Т.41. Техногенна безпека. – 2005. – Вип.28 – с. 2-5
- 153.** Ткаченко, С. Й. Котельні установки [Текст] / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Л. А. Боднар. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 185 с.
- 154.** Константинов, С.М. Теплообмін [Текст] / С.М. Константинов. – К.: ВПІ ВПК «Політехніка»: Інрес, 2005. – 304 с.
- 155.** Romanov, V. V. Performances and application perspectives of air heat recovery turbine units [Text] / V. V. Romanov, S. N. Movchan, V. N. Chobenko, O. S. Kucherenko, V. V. Kuznetsov, A. P. Shevtsov // The Present Status & Future Prospects. GT2010-23129 Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.
- 156.** Кучеренко, О.С. Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок [Текст]/ О.С. Кучеренко, С.Н.

Мовчан, О.А. Филоненко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Вісник НТУ „ХПІ”. Збірник наук.праць – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2008.-№35. -С.89-96.

157. Кучеренко, О.С. Характеристики газотурбинных двигателей с воздушными турбинными теплоутилизующими установками [Текст] / О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, О.А. Филоненко, В.Н. Чобенко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Восточно - Европейский журнал передовых технологий 3/3(45), 2010. – С.26–32

158. Апарати повітряного охолодження [Електронний ресурс] / Режим доступу <https://frunze.com.ua/ru/produkcija/gazovaya/apparaty-vozdushnogo-ohlazhdeniya/> (дата звернення: 21.02.2024)

159. Патент України на корисну модель №37930, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня [Текст]/ Кузнецов В.В., Якимович А.В., Кузнецова С.А.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 29.07.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. №23.

160. Kuznetsov, V. Increasing the Economic Efficiency of Marine Power Plants Using Waste Heat Boilers with Controlled Flow Separation [Text] / Valerii Kuznetsov, Svitlana Kuznetsova // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2024. – 3 (123). – Vol. 31; pp. 94-101. doi 10.2478/pomr-2024-0039

161. Степанов, Д. В. Котельные установки промышленных предприятий [Текст]/ Д. В. Степанов, Є. С. Корженко, Л. А. Боднар – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 120 с.

162. Райзер, М. ВБ стурбований різницею в цінах на газ для населення та промисловості в Україні [Електронний ресурс]/ Режим доступу <http://www.rbc.ua/rus/top/show/m-rayzer-vb-obespokoen-raznitsey-v-tsenah-na-gaz-dlya-naseleniya-15042011153700> (дата звернення: 21.02.2022)

163. . Дерій В.А. Інвестиційний аналіз [Текст] / В.А. Дерій. Київ : КНЕУ, 2003. 485с.

164. Кузнецов, В.В. Оцінка впливу інтенсифікації процесів теплопередачі на техніко-економічні і масогабаритні показники теплообмінних апаратів

- газотурбінних установок [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.М. Соломонюк // Промислова теплотехніка – 2007. – т.29, №7. – С.117-120
- 165.** Спицин, В.Є. Високоєфективна газотурбінна установка для ГПА [Текст] / В.Є Спицин, А.Л. Боцула, Д.М. Соломонюк, В.М. Чобенко // Вісник національного технічного університету "ХПІ". – 2008. – №34. – С.3-6.
- 166.** Кузнецов, В.В. Оптимизация массогабаритных показателей регенераторов ГТУ [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Восточно - Европейский журнал передовых технологий 4/6(40), 2009. – С.48–52
- 167.** Кузнецов, В. В. Вдосконалення тепломасообмінних характеристик регенераторів промислових газотурбінних двигунів [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Вісник НУК – Миколаїв: НУК, 2010. – № 4. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua>. (дата звернення: 21.02.2024)
- 168.** Кузнецов, В. В. Підвищення теплогідравлічної ефективності регенераторів газотурбінних установок [Текст]/ В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Вісник НУК – Миколаїв: НУК, 2011. – № 2. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua> (дата звернення: 21.02.2024)
- 169.** Кузнецов, В. В. Выбор материала теплообменной поверхности регенераторов газотурбинных установок [Текст]/ В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2013. – № 3. С.52-55
- 170.** Кузнецов, В.В. Интенсификация теплопередачи в теплообменных аппаратах газотурбинных установок: Монографія [Текст]/ В.В.Кузнецов. А.П.Шевцов // Миколаїв: Видавництво Торубари В.В. 2018, 200 с.
- 171.** MAN B&W S50ME-B9.3-TII Project Guide Electronically Controlled Two stroke Engines. [Електронний ресурс] / Режим доступу https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S50ME-B9_3.pdf (дата звернення: 21.02.2021)
- 172.** Blitz-PRO is the Internal Combustion Engines operating cycle simulation tool. [Електронний ресурс] / Режим доступу <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin> (дата звернення: 21.02.2024)

- 173.** Расчёт рабочего цикла дизеля (метод В.И. Гриневецкого - Е.К. Мазинга) [Электронный ресурс] / Режим доступа <https://sudoremont.blogspot.com/2014/11/raschetdizelya.html> (дата звернення: 21.02.2024)
- 174.** 17012-901-011Г. Танкер для перевозки нефти и нефтепродуктов 39500 / 45300 D_w . Спецификация. [Текст]: УкрЦКБ ЧСП. Николаев, 1993. 680 с.
- 175.** 17012-360.064.345Г. Запасы топлива, смазочного масла и котельной воды. Паровой баланс котельной установки. Расчеты. [Текст]: УкрЦКБ ЧСП. Николаев, 1993. 254 с.
- 176.** MAN B&W S90ME-C9.2-TII Project Guide Electronically Controlled Two stroke Engines. [Электронный ресурс] / Режим доступа https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S90ME-C9_2.pdf (дата звернення: 21.02.2024)
- 177.** Мовчан, С. Н. Перспективы применения в регенераторах ГТУ поверхностей теплообмена с интенсификацией теплоотдачи выступами и впадинами / С. Н. Мовчан, Д. Н. Соломонюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 45–51. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.07.
- 178.** Exhaust gas economizer MISSION™ XW [Электронный ресурс] / Режим доступа <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/boilers/exhaust-gas-economizer/aalborg-xw/> (дата звернення: 21.02.2024)
- 179.** Кузнецов, В.В. Оцінка ресурсу суднової енергетичної установки з трубчастими теплообмінними апаратами [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали XV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2024. С.239-244.
- 180.** Significant Ship 2014-2023 [Электронный ресурс] / Режим доступа: https://www.libramar.net/news/significant_ships_series/1-0-140 (дата звернення: 21.02.2024)

- 181.** Wärtsilä Environmental Product Guide [Електронний документ] / Режим доступу: <https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/egc/product-guide-o-env-environmental-solutions.pdf> (дата звернення: 21.02.2024)
- 182.** Dymo, B.V. Increase of Ship Power Plants Gas-Air Cooler Efficiency [Text]/ B.V. Dymo, A.Y. Voloshyn, A.A. Yepifanov, V.V. Kuznetsov // Problems of the Regional Energetics. 2017. Iss. 2 (34), pp. 113–124. doi [10.5281/zenodo.1189332](https://doi.org/10.5281/zenodo.1189332)
- 183.** Kuznetsov, V. Improvement of the cargo fleet vessels power plants ecological indexes by development of the exhaust gas systems [Text] / Valerii Kuznetsov, Boris Dymo, Svitlana Kuznetsova, Mykola Bondarenko, Andrii Voloshyn // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2021. – 1 (109). – Vol. 28; pp. 97-104. doi [10.2478/pomr-2021-0009](https://doi.org/10.2478/pomr-2021-0009)
- 184.** Kuznetsova, S. Determination of rational design values for gas-air coolers components of exhaust gases of marine power plants [Text] / Svitlana Kuznetsova, Valerii Kuznetsov, Andrii Voloshyn // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2023. – 3 (119). – Vol. 30; pp. 81-88. doi: [10.2478/pomr-2023-0041](https://doi.org/10.2478/pomr-2023-0041)
- 185.** Alfa Laval Aalborg EGR-HPE. High-pressure economizer for EGR waste heat recovery. [Електронний ресурс] / Режим доступу: <https://www.cleanerseas.com/alfa-laval-aalborg-egr-hpe-economizer-turning-compliance-into-profit/> (дата звернення: 21.02.2024)
- 186.** Кузнецов, В.В. Снижение тепловой заметности кораблей класса корвет интенсификацией теплопередачи в элементах системы газовыхлопа [Текст]/ В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова// Збірник наукових праць НУК – 2018, №3-4, С.19-27 doi [10.15589/jnn20180303](https://doi.org/10.15589/jnn20180303)
- 187.** Патент України на корисну модель №135360, МПК F28F 1/10, F28F 1/16. Глушник [Текст]/ Кузнецов В.В. Кузнецова С.А., Кузнецов Г. В., Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 28.01.2019, опубл. 25.06.2019 Бюл. №12.
- 188.** Кузнецов, В.В. Ефективність суднових енергетичних установок з теплообмінними апаратами з трубних пучків з лунковими системами [Текст] /

В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // *Авіаційно-Космічна Техніка і Технологія*. 2023, № 4 спецвыпуск 2 (190). С.19 -27 doi: 10.32620/aktt.2023.4sup2.02

189. Кузнецов, В.В. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст] / В.В.Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // *Проблемы промышленной теплотехники: Тез. V Міжнарод. наук.-техн. конф. – Киев, ІТТФ НАНУ, 2007, С.199-200.*

190. Кузнецов, В.В. Снижение энергопотребления в теплообменных аппаратах применением профилированных поверхностей [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // *Матеріали І МНТК „Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації”, м. Миколаїв, 2008 р. ч. II, С.266-267.*

191. Кузнецов, В.В. Оценка массогабаритных показателей регенераторов с профилированными поверхностями для ГТУ сложных циклов [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // *Матеріали IV МНТК “Суднова енергетика: стан та проблеми”. Україна, м. Миколаїв, 4-5 листопада 2009р., С.165-166.*

192. Кузнецов, В.В. Снижение тепловых выбросов при эксплуатации морских объектов [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А Кузнецова // *Матеріали МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці », м. Миколаїв НУК, Україна, 2010, С.190-191.*

193. Кузнецов, В.В. Совершенствование методики расчета регенераторов с профилированными поверхностями нагрева для газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А Кузнецова, А.В. Якимович // *Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали V МНТК, Миколаїв, НУК, 2011, С.101.*

194. Кузнецов, В.В. Выбор материала поверхности теплообмена регенераторов газотурбинных установок [Текст]/ В.В. Кузнецов // *Матеріали III МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв НУК, Україна, 2012, С.262-264*

195. Кузнецов, В.В. Теплоотдача внутри трубчатых каналов теплообменных аппаратов с шероховатыми стенками [Текст] / В.В.Кузнецов, С. Н. Мовчан, А.

П. Шевцов // Матеріали II МНТК «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», м. Миколаїв НУК, Україна, 2012, С.69-71

196. Димо, Б.В. Підвищення ефективності газоповітряного охолоджувача корабельної енергетичної установки [Текст] / Б.В. Дымо, А.Ю. Волошин, О.А. Спіфанов, В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII МНТК, Миколаїв, НУК, 2017, С.52-53.

197. Кузнецов, В.В. Вдосконалення процесів шумоглушіння з охолодженням відпрацьованих газів в енергетичних установках кораблів типу корвет [Текст] / В.В. Кузнецов, А.Ю. Волошин, А.В. Язловецький, Г.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII МНТК, Миколаїв, НУК, 2017, С.310-313.

198. Кузнецов, В.В. Підвищення схованості кораблів класу корвет [Текст] / В.В. Кузнецов, Г.В. Кузнецов // Матеріали IX МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв НУК, Україна, 2018, С.167.

199. Кузнецов, В.В. Оцінка ефективності процесів теплопередачі в теплообмінних апаратах енергетичних установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали IX МНТК, Миколаїв, НУК, 2019р, С.13-16

200. Кузнецов, В.В. Багаторівнева оцінка ефективності перенесення теплоти в елементах суднових енергетичних установок [Текст] / Матеріали XI МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв НУК, Україна, 2020, С.389-393

201. Кузнецов, В.В. Перспективні поверхні теплопередачі охолоджувачів наддувного повітря суднових дизельних двигунів [Текст] / В.В. Кузнецов, О.А. Гогоренко, С.А. Кузнецова // Матеріали XI МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв НУК, Україна, 2020, С.394-397

202. Кузнецов, В.В. Покращення масогабаритних показників енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова, Г.В. Кузнецов // «НАУКОВІ ПІДСУМКИ 2020

РОКУ». Збірник наукових праць. – Харків, Х.: Технологічний Центр, 2020. – 70 с.

203. Кузнецов, В.В. Зниження викидів NO_x при експлуатації суднових енергетичних установок за рахунок модернізації системи газовипуску [Текст] / В.В. Кузнецов, Б.В. Димо, С.А. Кузнецова, А. Ю. Волошин, Г.В. Кузнецов// Матеріали III МНПМК ОНМУ MPP&O-2021 Режим доступу <http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/> (дата звернення: 21.02.2024)

204. Кузнецов, В.В. Інтегральна оцінка ефективності суднових енергетичних установок з урахуванням теплообмінних апаратів [Текст]/ В.В.Кузнецов // Матеріали XII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С.617-619

205. Кузнецов, В.В. Підвищення ефективності і компактності суднових енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі і їх елементах [Текст] /В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали X МНТК «Суднова енергетика: стан та проблеми», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С.214-217

206. Кузнецов, В.В. Проектний аналіз надійності теплопередавальних елементів суднових енергетичних установок. Матеріали IV МНПМК ОНМА MPP&O-2022 [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Режим доступу <https://2022.depas.od.ua> (дата звернення: 21.02.2024)

207. Кузнецов, В.В. Обґрунтування профілю поверхонь теплопередачі компактних теплообмінних апаратів с заданими масогабаритними показниками у складі енергетичних установок [Текст] / В.В. Кузнецов// Матеріали XIII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2022. С.189-193

208. Кузнецов, В.В. Визначення умов комплексної технічної ефективності теплообмінних апаратів енергетичних установок [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.І.Чурсін, А.П. Шевцов // Матеріали XIII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2022. С.218-219

- 209.** Кузнецов, В.В. Обґрунтування потенціалу ефективності охолоджувачів надувного повітря судових дизельних двигунів [Текст] / В.В.Кузнецов // Матеріали XIV МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон, ХДМА, 2023, С.219-220
- 210.** Кузнецов, В.В. Математичне моделювання процесів переносу теплоти і маси в судових енергетичних установках [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали XIV МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон, ХДМА, 2023, С.221-224
- 211.** Кузнецов, В.В. Підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // XXVIII Міжнародний Конгрес Двигунобудівників. Тези доповідей. 2023, м. Харків, С.15-16
- 212.** Кузнецов, В.В. Підвищення ефективності судових енергетичних установок профілюванням трубних пучків теплообмінних апаратів лунковими системами [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали XIV МНПК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2023. С.150-152

ДОДАТКИ

Запит практики – розробка та впровадження суднових енергетичних установок з ефективними і компактними теплообмінними апаратами для поліпшення економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик і забезпечення в них зменшення споживання палив і шкідливих викидів



Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах



Науково-прикладна проблема, яка вирішується в дисертації.

Підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів, при достатньому ресурсі і компактності суднових енергетичних установок, шляхом пріоритетного підвищення інтенсивності теплопередачі порівняно з впливом гідродинамічного опору завдяки раціональному погодженню форми і площі поверхонь при конвективному теплообміні в їх елементах.



Мета роботи – вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками



Об'єкт дослідження – процеси енергоперетворення при конвективному теплообміні в теплопередавальних елементах суднових енергетичних установок та їх характеристики.



Предмет дослідження – закономірності та параметри процесів енергоперетворення при конвективному теплообміні в елементах суднових енергетичних установок та їх вплив на сукупність економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних показників, що визначають комплексну ефективність.

Робочі наукові гіпотези

1. Забезпечення ефективності енергетичних установок досягається сукупністю показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності за умови переважаючого зростання переданої теплоти первинних і вторинних енергоресурсів над витратами енергії на їх перенесення у теплообмінних апаратах з інтенсифікацією процесів теплопередачі і, як наслідок, зниження загальної витрати палива, теплових та шкідливих викидів у навколишнє середовище, теплонапруженого стану елементів енергетичних установок і масогабаритних показників;
2. Переважаюче зростання переданої теплоти над витратами енергії на її перенесення в теплообмінних апаратах енергетичних установок як відношення потоку теплоти до витрат енергії на рух теплоносіїв відповідно аналогії Рейнольдса, забезпечується раціональною формою теплопередавальної поверхні та просторовим розташуванням її елементів;
3. Забезпечення раціональної форми зовнішніх і внутрішніх теплопередавальних поверхонь поодиноких каналів та їх просторового розташування у пучках теплообмінних апаратів енергетичних установок досягається за однакової площі зниженням сумарного гідродинамічного опору переважно за рахунок опору форми;
4. Запропонований інтегральний показник ефективності енергетичних установок з теплообмінними апаратами, який дозволяє оцінити комплексне поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик.

Задачі наукового дослідження	Наукові результати
Головна задача 1	Наукове положення 1
1. Визначення резервів підвищення ефективності суднових енергетичних установок при вдосконаленні сукупних процесів конвективного теплообміну у теплопередавальних елементах та їх раціональних показників в залежності від функціонального призначення теплообмінних апаратів.	1. Вдосконалення суднових енергетичних установок можливе за рахунок підвищення показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності шляхом узгодження форми поверхонь конвективного теплообміну в їх елементах, що забезпечує випереджаючий приріст теплопередачі у порівнянні з загальними втратами енергії на переміщення теплоносіїв.
Допоміжні задачі	Наукові результати
1.1. Визначення кількісних та якісних показників резервів поліпшення економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних показників суднових енергетичних установок з проміжним охолодженням, регенерацією і утилізацією теплоти робочого тіла	1.1. Доведено, що в суднових енергетичних установках присутні резерви, які дозволяють при проміжному охолодженні, регенерації та утилізації теплоти робочого тіла підвищити їх ККД відповідно до 3, 5 та 3% абсолютних за рахунок зниження енергетичних втрат в процесах конвективного теплообміну завдяки їх вдосконаленню за умови, що співвідношення теплоти, підведеної в циклі, до витрат енергії на переміщення теплоносіїв складає до 1,08; 1,13 та 1,06 відповідно.
1.2. Аналіз сучасного стану та наявних тенденцій вдосконалення сукупних процесів конвективного теплообміну робочого тіла в енергетичних установках	1.2. У більшості сучасних суднових енергетичних установок значення показників теплових викидів з відпрацьованими газами, ресурсу, масових і габаритних показників відповідно: для дизельних установок – до 300 ГДж/год, до 110 тис. год, 27...45 кг/кВт, 0,24...0,62 м³/кВт; для газотурбінних установок – до 500 ГДж/год, до 90 тис. год, 1...5 кг/кВт, 0,05...0,11 м³/кВт, не відповідають вимогам ІМО і потребують удосконалення теплопередавального обладнання шляхом інтенсифікації сукупних процесів перенесення теплоти робочого тіла шляхом зниження термічних опорів теплопередачі.
1.3. Обґрунтування доцільності інтенсифікації сукупних процесів переносу теплоти для підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів суднових енергетичних установок	1.3. Для суднових енергетичних установок покращення показників до 5% економічності, 11% теплових викидів, 5% шкідливих викидів, 7% ресурсних і 20% масогабаритних досягається при інтенсифікації термогазодинамічних процесів у пучках еліптичних труб з оребренням, профільованими лунковими системами, як раціональний напрям реалізації.

Головна задача 2	Наукове положення 2
2. Обґрунтування підходу та фактору підвищення ефективності і компактності суднових енергетичних установок за умови випередження приросту інтенсивності конвективного теплообміну у порівнянні з витратами на переміщення теплоносіїв в їх теплообмінних апаратах з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках у складі енергетичних установок.	2. Комплексне підвищення ефективності суднових енергетичних установок за рівнями паливної економічності, теплових і шкідливих викидів, ймовірності безвідмовної роботи і масогабаритних характеристик досягається застосуванням теплообмінних апаратів, інтенсифікація процесів перенесення теплоти в яких забезпечує переважаюче зростання теплопередачі над гідродинамічним опором.
Допоміжні задачі:	Наукові результати
2.1. Дослідження процесів конвективного енергообміну при перерозподілі опорів форми і тертя при інтенсифікації переносу теплоти для окремих каналів різної форми	2.1. Обґрунтовано, що підвищення компактності суднових енергетичних установок до рівня $0,1...0,2 \text{ кВт/ м}^3$ можливо завдяки застосуванню утилізаційних котлів в дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів в газотурбінних установках з компактністю на рівні $60...140 \text{ м}^2/\text{м}^3$, що досягається використанням гладких еліптичних труб із співвідношенням осей $a/b=2,4...2,6$.
2.2. Дослідження процесів конвективного енергообміну при перерозподілі опорів форми і тертя при інтенсифікації переносу теплоти в пучках каналів з різним просторовим розташуванням	2.2.1. Обґрунтовано, що підвищення ефективності і компактності енергетичної установки та утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок за рахунок переносу теплоти в каналах різної форми, визначене за фактором аналогії Рейнольдса, досягається зменшенням його складової частки опору форми на $0,275...0,302$, при цьому компактність на рівні $0,1...0,4 \text{ м}^3/\text{кВт}$ для установки та $83...106 \text{ м}^2/\text{м}^3$ для теплообмінного апарату мають плоскоовальні труби зі співвідношенням осей $a/b=2,6...2,8$, а відповідну компактність $60...140 \text{ м}^2/\text{м}^3$ – труби еліптичної форми із співвідношенням осей $a/b=2,4...2,6$ з гладкою поверхнею. 2.2.2 Доведено, що досягнення компактності дизельних та газотурбінних енергетичних установки до рівня $0,05...0,2 \text{ м}^3/\text{кВт}$ забезпечується використанням лункових систем на оребрених поверхнях їх теплообмінних елементів.
2.3. Встановлення закономірностей процесів при охолодженні, регенерації та утилізації робочого тіла в компактних теплообмінних апаратах з обмеженими ресурсними і масогабаритними показниками	2.3. Розроблено метод розрахунку теплообмінних апаратів енергетичних установок при спіральному русі теплоносія в каналі шляхом використання узагальненого критеріального рівняння тепловіддачі як додатка двох функцій, які враховують вплив закрутки теплоносія і тепловіддачу в каналі без закрутки, що забезпечує можливість більш широкого узагальнення результатів досліджень..

Головна задача 3	Наукове положення 3
3. Обґрунтування використання в енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними і компактними пучками каналів для поліпшення економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик установок.	3. Рівень ефективності теплообмінних апаратів у складі енергетичних установок з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках характеризуються фактором аналогії Рейнольдса, нормованим відповідно до умов теплопередачі гладкого циліндричного каналу.
Допоміжні задачі:	Наукові результати
3.1. Обґрунтування конструктивних і схемних рішень охолодження, регенерації та утилізації скидної теплоти робочого тіла для суднових енергетичних установок	3.1.1. Показано, що підвищення компактності суднових утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок досягається за рахунок використання гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і поздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,4$ та $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 \dots 1,9$, що підвищує ефективність перенесення теплоти на 24...31 % у порівнянні з пучками гладких круглих труб. 3.1.2. Доведено, що подальше підвищення компактності суднових енергетичних установок та їх котлів досягається додатковим використанням послідовного розташування лунок на ребрах при спірально-стрічковому зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметра d $H/d = 0,125 \dots 0,5$ та плоскому на еліптичних трубах з $H/d = 0,1 \dots 0,3$, що відповідно підвищує ефективність перенесення теплоти на 33 % та 35 % абсолютних у порівнянні з пучками гладких круглих труб. 3.1.3. Доведено, що для регенераторів суднових енергетичних установок додаткове використання лункових систем з параметрами, аналогічними пункту 3.1.2, відповідно підвищує ефективність до 34 % та 36 % абсолютних
3.2. Оцінка рівня поліпшення економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик теплопередавального обладнання і суднових енергетичних установок	3.2. Розроблені конструктивні схеми теплопередавального обладнання для охолодження, регенерації і утилізації теплоти в суднових енергетичних установках дозволяють відповідно досягнути покращення економічності – до 3%, ефективності теплових викидів – до 7%, шкідливих викидів – до 3%, ресурсних – до 5% і масогабаритних – до 20% для неоребраних поверхонь і відповідно до 5%, 10%, 5%, 7% і 15% для оребраних
3.3. Визначення ефективності застосування теплообмінних апаратів з ефективними та компактними пучками каналів на транспорті, в промисловій і відновлювальній енергетиці	3.3. Застосування у транспортних і стаціонарних енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними та компактними пучками каналів дає можливість поліпшити їх економічні, екологічні, ресурсні і масогабаритні характеристики енергетичних установок, зокрема при проміжному охолодженні до 1,06, регенерації – 1,12 та утилізації теплоти робочого тіла – 1,04 і відповідно дозволяє підвищити ККД енергетичних установок до 2,5%.

Головна задача 4	Наукове положення 4
4. Забезпечення вдосконалення енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом використання теплопередавального обладнання з пучками каналів різної форми та просторовим розташуванням.	4. Розроблена концепція комплексного поліпшення показників транспортних та стаціонарних енергетичних установок шляхом використання в їх складі теплообмінних апаратів з випереджаючим зростанням теплопередачі над гідродинамічним опором узагальнює результати роботи і є подальшим розвитком використання теплообмінників у складі енергетичних установок
Допоміжні задачі:	Наукові результати
4.1. Визначення ефективності застосування енергоефективного теплопередавального обладнання в судновій енергетиці та промисловості	4.1. Визначення комплексної ефективності застосування енергоефективного теплопередавального обладнання за допомогою інтегрального коефіцієнту ефективності дозволяє обґрунтувати способи інтенсифікації теплопередачі в утилізаційних котлах при заданих ефективності та обмеженнях по масогабаритним показникам суднової енергетичної установки.
4.2. Розробка рекомендацій щодо перспективних напрямків використання теплопередавального обладнання, що пропонується, в енергетиці та промисловості	4.2 Розроблені та науково обґрунтовані рекомендації к проектуванню теплопередавального обладнання для енергетичних установок суднової енергетиці, транспорту і промисловості дозволяють використовувати їх в конструктивних і повірочних розрахунках в залежності від вихідних даних в межах інтегрального коефіцієнту ефективності 1,6-2,2.
4.3 Впровадження теплообмінних апаратів з ефективними та компактними пучками каналів на транспорті та в промисловості	4.3. Апробацію наукових результатів з удосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації переносу теплоти в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними характеристиками виконано в «Зоря»—«Машпроект», ПрАТ «Чорноморсуднопроект», ДП ДПЦК (м. Миколаїв) та <i>Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd.</i> (КНР) з оформленням актів впровадження.

ДЕРЖАВНИЙ КОНЦЕРН
«УКРОБОРОНПРОМ»

ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ
ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»

просп. Героїв України, 1-Е, м. Миколаїв, Україна, 54025
тел.: +38 (0512) 766 521, факс: +38 (0512) 766 520
www.srdsc.com, e-mail: office@srdsc.com
Код ЄДРПОУ 14307618



STATE CONCERN
“UKROBORONPROM”

STATE RESEARCH & DESIGN
SHIPBUILDING CENTRE

1-E Geroyv Ukrainy Ave., Mykolaiv, Ukraine, 54025
phone: +38 (0512) 766-521, fax: +38 (0512) 766 520
www.srdsc.com, e-mail: office@srdsc.com
Code 14307618

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор-генеральний конструктор


В.С. Борисов
« 20 » 10 2021 р.



Акт про використання

результатів дисертаційного дослідження Кузнецова В.В.

«Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах»

Результати досліджень способів інтенсифікації переносу теплоти і маси у теплообмінних апаратах суднових енергетичних установок та рекомендовані конструкції теплопередавальних поверхонь, що дозволяють отримати зростання рівня теплопередачі над гідродинамічним опором, використовуються при обґрунтуванні проектних рішень корабельних енергетичних установок і їх елементів головних і допоміжних.

Запропоновані способи інтенсифікації тепловіддачі у газоповітряних охолоджувачах відпрацьованих газів дозволяють додатково знизити рівень температурного поля корабля.

Результати дисертаційного дослідження Кузнецова В.В. представляють теоретичний і практичний інтерес та можуть використовуватися при проектуванні систем енергетичних установок перспективних проектів кораблів.

Начальник механічного
відділу, к.т.н.



А.Ю. Волошин



ЗАТВЕРДЖУЮ

В.О. Генерального конструктора

ДП НВКГ "Зоря" "Машпроект"



Геннадій ЧОРНИЙ

« 10 » 11 2021 г.



АКТ ВИКОРИСТАННЯ

результатів дисертаційного дослідження Кузнецова В.В.

"Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах"

Даний акт складено про те, що результати досліджень методів інтенсифікації переносу теплоти і маси у теплообмінних апаратах, які базуються на переважному зростанні рівня теплопередачі над гідродинамічним опором представляють практичний інтерес для порівняльного аналізу ефективності застосування різних способів поліпшення характеристик газо- і газопаротурбінних установок при вдосконаленні їх елементів, а саме регенераторів, утилізаційних котлів, нагрівачів-утилізаторів повітряних турбінних теплоутилізуючих установок.

Результати дисертаційного дослідження можуть бути використані при проектуванні новітніх зразків газотурбінної техніки транспортного і стаціонарного призначення.

Заступник генерального конструктора –

начальник КВ, к.т.н



Володимир ЧОБЕНКО



ПрАТ "ЧЕРНОМОРСУДНОПРОЕКТ"

PJSC "CHERNOMORSUDOPROJECT"

54038, Україна, м.Миколаїв, вул.Бузника, 5 5, Buznika str., Nikolaev, 54038, Ukraine

тел.(0512) 40-90-83

факс (0512) 40-90-75

e-mail: chsp.pjsc@gmail.com

www.chsp@mksat.net

код юридичної особи 14308782

р/рахунок UA 26 380805 0000 0000

26004205489

АТ "Райффайзен Банк Аваль"

Вихідний № 49

від " 18 " жовтня 2021 року

Акт використання

результатів дисертаційної роботи В.В.Кузнецова

«Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах»

при розробці технічних пропозицій, завдань і проектів

Даний акт свідчить про те, що результати дисертаційного дослідження виконаного в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова, які присвячені розробкам теплопередавального обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними характеристиками перспективних енергетичних установок, використовувались підприємством «ПАТ Чорноморсуднопроект» при виконанні проектних проробок модернізації суден згідно вимогам Міжнародної морської організації.

За результатами обґрунтування проектних рішень визначено ефективні схеми та характеристики інноваційних судових енергетичних установок танкерів та балкерів типу PANAMAX.

Встановлено, що використання запропонованих технічних рішень по інтенсифікації процесів перенесення теплоти в охолоджувачі надувного повітря та утилізаційному котлі головного двигуна дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії установки на ходовому режимі до 2,5%.

Цей акт не є основою для фінансових взаєморозрахунків.

Генеральний директор

В.М. Пікінер





МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА**



54007, м. Миколаїв, пр. Героїв України 9, тел./факс +38(0512) 42-42-80, e-mail: university@nuos.edu.ua



ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Національного університету
кораблебудування імені адмірала
Макарова
професор

Є.І. Трушляков
Є.І. Трушляков
2021 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Кузнецова Валерія Валерійовича
«Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності
енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах» у навчальний
процес Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Комісія у складі директора Машинобудівного навчально-наукового інституту професора Сербіна С.І., завідувача кафедри «Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики» професора Горбова В.М. та завідувача кафедри «Технічної теплофізики і суднових паровиробних установок» професора Димо Б.В. склали цей акт про те, що наукові результати дисертаційної роботи щодо способів інтенсифікації теплопередачі в елементах енергетичних установок за рахунок закручення потоку, штучної шорсткості та використання каналів еліптичного перерізу впроваджені в навчальний процес кафедр.

Наукові результати використовуються з 2010 року при виконанні кваліфікаційних робіт магістрів за спеціальностями 135 «Суднобудування» освітні програми «Суднові енергетичні установки та устаткування» та «Експлуатація, випробування та монтаж суднових енергетичних установок», 144 «Теплоенергетика» освітня програма «Теплоенергетика», а також для видання навчального посібника рекомендованого Міністерством освіти і науки України «Утилізаційні котли газотурбінних установок» (Миколаїв: Видавництво НУК, 2011. – 248 с.) та підручника рекомендованого Вченою радою НУК «Енергетичні об'єкти морської інфраструктури: теплофізичні процеси і екологічні показники» (Миколаїв: видавець Торубара В.В., 2016. – 288 с.).

Директор МННІ
д. т. н., професор

Сербін С.І.
Сербін С.І.

Завідувач кафедри «Експлуатації суднових
енергетичних установок та теплоенергетики»
к. т. н., професор

Горбов В.М.
Горбов В.М.

Завідувач кафедри «Технічної теплофізики і
суднових паровиробних установок»
к. т. н., професор

Димо Б.В.
Димо Б.В.

宁波明伟信息技术服务有限公司

Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd.

地址: 315800 浙江省宁波市北仑区新碶街道明州西路 470 号

Addres: No. 470, Mingzhou West Road, Xinqi Street, Beilun District, Ningbo City, Zhejiang Province, 315800



ACT

of doctor of technical science degree work

Kuznetsov Valerii

“Development of scientific and technical fundamentals of increasing efficiency and compactness of power plants by heat transfer intensification in its elements”
implementation

The present act indicates that, based on an the main results expert review of the expected increase of power plants efficiency and compactness by heat and mass transfer processes intensification in heat-exchangers due to the increase of heat transfer in comparison with hydrodynamic resistance it is concluded that they are presented scientific and practical interest and have been incorporated into the company plans for future use.



УКРАЇНА

(19) UA (11) 37930 (13) U
(51) МПК (2006)
F28F 1/12МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ТЕПЛООБМІННА ПОВЕРХНЯ

1

2

(21) u200809877

(22) 29.07.2008

(24) 10.12.2008

(46) 10.12.2008, Бюл.№ 23, 2008 р.

(72) КУЗНЕЦОВ ВАЛЕРІЙ ВАЛЕРІЙОВИЧ, UA,
ЯКИМОВИЧ АНДРІЙ ВАЛЕРІЙОВИЧ, UA, КУЗНЕ-
ЦОВА СВІТЛАНА АНАТОЛІЇВНА, UA

(73) НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕ-

БУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА, UA

(57) 1. Теплообмінна поверхня, що має еліптичну
трубчатую основу, яка **відрізняється** тим, що міс-
тить повздовжні виїмки в кормовій частині трубча-
тої основи.2. Теплообмінна поверхня за п. 1, яка **відрізня-
ється** тим, що повздовжні виїмки мають трикутну
форму у перерізі.

Корисна модель, що пропонується, відноситься до теплотехніки, а саме до теплообмінних поверхонь, які можуть застосовуватись у теплообмінних апаратах різного призначення.

Для зниження масогабаритних показників теплообмінних поверхонь використовується інтенсифікація процесів теплопередачі.

Відома теплообмінна поверхня [Патент на корисну модель UA №25025, МПК P28P1/12, "Теплообмінна труба" Письменний Є.М., Терех О.М., Рогачев В.А., Бурлей В.Д.], яка містить плоскоовальну основу з поперечними прямокутними ребрами на зовнішніх плоских частинах поверхні основи з довжиною ребер, яка перевищує довжину прямої частини поперечного профілю основи. Недоліком вище вказаної поверхні є складна технологія виготовлення та наявність зварних з'єднань ребер з плоскоовальною основою. Найближчим аналогом є теплообмінна поверхня фірми Gea [High-performance heat exchangers. Gea. - 2007.12p], в якій використовується еліптична труба з оребренням. Недоліком є недостатній рівень інтенсифікації процесів теплообміну для випадків теплообміну типу газ-газ, підвищений гідродинамічний опір, наявність зварних з'єднань та забруднення поверхні у процесі експлуатації.

Завданням корисної моделі є підвищення інтенсивності теплообміну і зниження гідродинамічного опору за рахунок формування вихорообразних структур потоку при поперечному омиванні теплоносієм та покращення технології виготовлення теплообмінних поверхонь.

Для вирішення поставленого завдання теплообмінна поверхня з еліптичною трубчатого основою виконується з повздовжніми виїмками в кормовій частині трубчатого основи, які мають трикутну форму у перерізі.

Виїмки виконують в точці відриву приграничного шару та вони стають джерелами вихроутворення при обтіканні теплообмінної поверхні потоком теплоносія.

Корисна модель пояснюється кресленням, де на Фіг.1 зображено загальний вигляд поверхні, що пропонується, на Фіг.2 - її вигляд по стрілці А на Фіг.1.

Теплообмінна поверхня (Фіг.1) містить еліптичну трубчатую основу 1 з співвідношенням розмірів $\frac{a}{b} = 2$, де а - велика ось еліпса, b - мала ось еліпса.

При цьому по всій довжині труби у кормовій частині труби нанесені повздовжні виїмки 2 трикутної форми.

Теплообмінна поверхня використовується як елемент пакетів труб теплообмінних апаратів.

При поперечному омиванні потоком теплоносія еліптичної трубчатого основи 1 на повздовжній виїмці 2 трикутної форми (Фіг.2) формується вихорообразна структура 3. Цим досягається підвищення інтенсивності теплообміну в результаті турбулізації потоку на поверхні. Підвищена турбулізація також затримує відрив приграничного шару, що істотно впливає на зменшення гідродинамічного опору теплообмінної поверхні. Турбулізуюча виїмка 2 виконується шляхом застосування методу накатування.

Таким чином отримуються наступні переваги:

- зростання теплопередавальної спроможності поверхні;

- зменшення гідродинамічного опору;

- здешевлення виготовлення теплообмінних поверхонь застосуванням при цьому метода накатування.

(13) U

(11) 37930

(19) UA



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **65008** (13) **U**
(51) МПК
F28F 1/12 (2006.01)ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ**ОПИС**
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту**(54) ТЕПЛООБМІННА ПОВЕРХНЯ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ**

1

2

(21) u201104992

(22) 20.04.2011

(24) 25.11.2011

(46) 25.11.2011, Бюл.№ 22, 2011 р.

(72) КУЗНЕЦОВ ВАЛЕРІЙ ВАЛЕРІЙОВИЧ, ДИМО
БОРИС ВАСИЛЬОВИЧ, ЯКИМОВИЧ АНДРІЙ ВА-
ЛЕРІЙОВИЧ, КУЗНЕЦОВ ВАЛЕРІЙ ГЕОРГІЙО-
ВИЧ, КУЗНЕЦОВА СВІТЛАНА АНАТОЛІЇВНА(73) НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕ-
БУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

(57) 1. Теплообмінна поверхня для експеримента-
льних досліджень, що містить трубний пучок і тру-
бку-калориметр, яка **відрізняється** тим, що для
зміни параметрів трубного пучка поверхня змонто-
вана на напрямних планках з фіксуючими гвинта-
ми.

2. Теплообмінна поверхня для експериментальних
досліджень за п. 1, яка **відрізняється** тим, що як
елементи теплообмінної поверхні використані тру-
бки будь-якого перерізу - круглого, еліптичного,
квадратного, плоскоовального, трикутного тощо.

Корисна модель належить до теплотехніки, а
саме до теплообмінних поверхонь, які можуть за-
стосовуватись під час теплотехнічних досліджень
на експериментальних вимірювальних стендах.

Для підвищення швидкості та зменшення вар-
тості виконання теплотехнічних досліджень тепло-
обмінних поверхонь на експериментальних вимі-
рювальних стендах використовується метод
локального теплового моделювання. Згідно з цим
методом, робоча ділянка теплообмінної поверхні
виконується з однією трубкою-калориметром з
можливістю зміни величини поперечного та по-
здовжнього кроку елементів теплообмінної пове-
рхні.

Відома теплообмінна поверхня для експери-
ментальних досліджень [Письменний Є.М. Тепло-
обмін і аеродинаміка пакетів поперечно-оребрених
труб. - К.: Альтпрес, 2004.-244 с.], в якій поздовжні
і поперечні кроки задавалися розмірами полів
отворів верхніх і нижніх трубних дощок, виконаних
з деревинно-волокнистих плит товщиною 3 мм, що
фіксувалися в робочій ділянці за рахунок притис-
кання по контуру твердою рамою, закритою зверху
плексигласовою кришкою. Для цієї поверхні скла-
дні у виготовленні трубні дошки, а також необхідна
їх заміна при істотній зміні поздовжніх та попереч-
них кроків.

Найближчим аналогом є теплообмінна повер-
хня для експериментальних досліджень [Осипова
В. А. Экспериментальное исследование процессов
теплообмена. Изд. 2-е, перераб. и дополн. М.:
"Энергия", 1969.-392 с.]. Трубки теплообмінної
поверхні закріплені у трубній дошці зварюванням.

У випадку зміни величини поперечного та поздов-
жнього кроку елементів теплообмінної поверхні
необхідно виготовляти нову робочу ділянку з вже
іншими величинами кроків. Все це значно підви-
щує вартість виконання експериментальних дослі-
джень та значно їх сповільнює.

Ставиться задача удосконалення теплообмін-
ної поверхні для експериментальних досліджень
за рахунок зміни конструкції кріплення теплооб-
мінної поверхні, що призведе до підвищення ефе-
ктивності, швидкості та зменшення вартості вико-
нання теплотехнічних досліджень трубних пучків
на експериментальних вимірювальних стендах.

Для вирішення поставленої задачі застосова-
на теплообмінна поверхня для експериментальних
досліджень, що містить трубний пучок і трубку-
калориметр, у якій для зміни параметрів трубного
пучка поверхня змонтована на напрямних планках
з фіксуючими гвинтами.

Як елементи теплообмінної поверхні викорис-
тані трубки будь-якого перерізу - круглого, еліпти-
чного, квадратного, плоскоовального, трикутного
тощо.

Подібне компонування робочої ділянки дозво-
ляє змінювати поперечний і поздовжній крок в се-
редині досліджуваного трубного пучка без вико-
нання складних зварювально-слюсарних робіт. Це
призводить до зростання швидкості виконання
теплотехнічних досліджень, економії матеріалів,
здешевлення технології виготовлення теплообмін-
них поверхонь

Корисна модель пояснюється рисунками.

Фіг. 1 - вид зверху, фіг. 2 - вид збоку.

(13) **U**
(11) **65008**
(19) **UA**



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **69706** (13) **U**
(51) МПК
F28F 1/12 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2011 12525	(72) Винахідник(и): Кузнецов Валерій Валерійович (UA), Кузнецова Світлана Анатоліївна (UA), Якимович Андрій Валерійович (UA), Кузнецов Валерій Георгійович (UA)
(22) Дата подання заявки: 25.10.2011	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.05.2012	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.05.2012, Бюл.№ 9	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА, пр. Героїв Сталінграду, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна (UA)

(54) ТЕПЛООБМІННА ПОВЕРХНЯ

(57) Реферат:

Теплообмінна поверхня містить трубу-основу еліптичного перерізу з прямокутними ребрами. На міделевому перерізі по малій осі з обох боків труби-основи на ребрах нанесено по одній лунці.

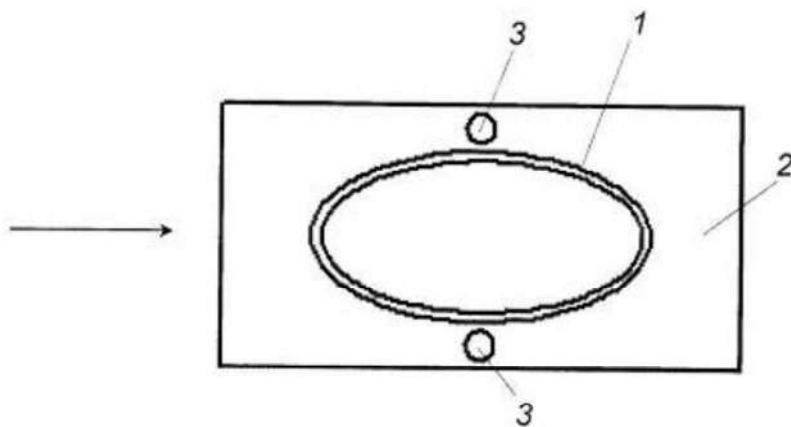


Fig. 1

UA 69706 U



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 135360

(13) U

(51) МПК

F28F 1/10 (2006.01)

F28F 1/16 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**(21)** Номер заявки: **u 2019 00860****(22)** Дата подання заявки: **28.01.2019****(24)** Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: **25.06.2019****(46)** Публікація відомостей
про видачу патенту: **25.06.2019, Бюл.№ 12****(72)** Винахідник(и):**Кузнецов Валерій Валерійович (UA),
Кузнецова Світлана Анатоліївна (UA),
Кузнецов Георгій Валерійович (UA)****(73)** Власник(и):**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА
МАКАРОВА,
просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025
(UA)****(54) ГЛУШНИК****(57)** Реферат:

Глушник містить вхідний патрубок, вхідну камеру, теплообмінну поверхню типу "труба-в-трубі", яка складається з внутрішньої оребреної труби, зовнішньої труби, вихідної камери, вихідного патрубка, вхідного патрубка для води, тороподібного каналу для розподілу води та вихідного патрубка для води. На ребрах внутрішньої оребреної труби в шаховому порядку розташовані лунки.

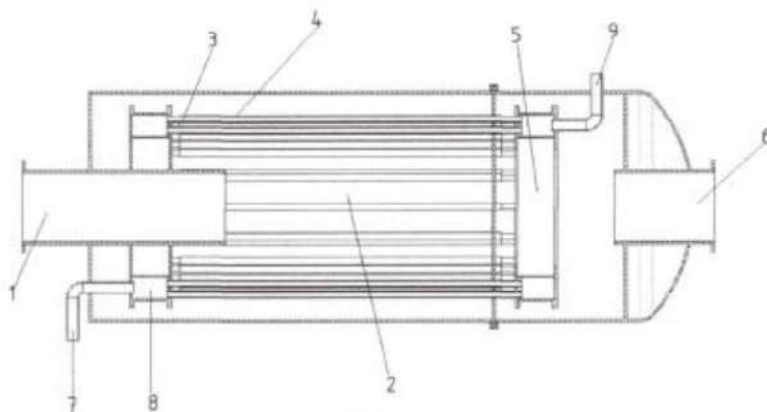


Fig. 1

UA 135360 U