

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ**


Кваліфікаційна робота
другий магістерський
(рівень вищої освіти)

на тему Аналіз та моделювання режимів роботи охолоджувачів масла ТЕС

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1449з
спеціальності 144 Теплоенергетика
(код і назва спеціальності)
освітньої програми «Теплоенергетика»
(код і назва освітньої програми)
спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)

Мірошніченко Сергій Віталійович
(ініціали та прізвище)

Керівник доцент, к.т.н.  В.В. Радченко
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент доцент кафедри теплоенергетики та
гідроенергетики, к.т.н.  М.Ю. Бердишев
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя
2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики
Рівень вищої освіти другий магістерський
Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код та назва)
Освітня програма Теплоенергетика
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____


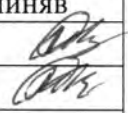
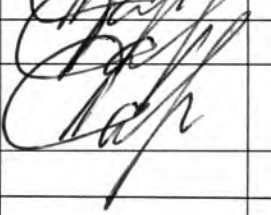
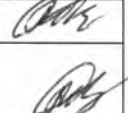
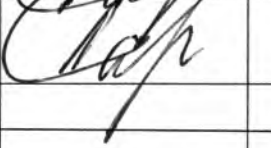
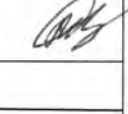
«04» травня 2020 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Мірошниченку Сергію Віталійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1 Тема роботи (проекту) Аналіз та моделювання режимів роботи охолоджувачів маслаТЕС
керівник роботи Радченко Віталій Васильович к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом ЗНУ від «25» травня 2020 року № 601-с
- 2 Строк подання студентом роботи 01 грудня 2020 р.
- 3 Вихідні дані до роботи Масло – турбінне 22. Об'ємна витрата масла $G_M=0,022 \text{ м}^3/\text{с}$. Початкова температура масла $t_{1M} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$. Початкова температура води $t_{1В} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. кратність охолодження $m = 1,6$. Схема руху – перехресна течія. Зовнішній діаметр труб $d_з = 0,016 \text{ м}$. Внутрішній діаметр труб $d_в = 0,014 \text{ м}$.
- 4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна характеристика об'єкту дослідження. 2. Повірочний розрахунок маслоохолоджувача МБ-63-90 3. Повірочний розрахунок маслоохолоджувача М-540. 4. Розробка заходів з охорони праці і техніка безпеки.
- 5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Схема маслозабезпечення стаціонарних паротурбінних установок. 2. Схема маслопостачання енергетичного блоку. 3. Маслоохолоджувач М-540. 4. Маслоохолоджувач МБ-63-90. 5. Залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості води. 6. Зміна поверхні теплообміну від швидкості води.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1 розділ	Радченко В.В. доцент ТГЕ		
1 розділ	Радченко В.В. доцент ТГЕ		
Охорона праці	Радченко В.В. доцент ТГЕ		

7 Дата видачі завдання 1.06. 2020 р.

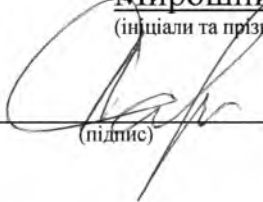
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика об'єкту дослідження.	1.06.2020-1.08.2020	
2	Повірочний розрахунок маслоохолоджувача МБ-63-90	1.08.2020-1.09.2020	
3	Повірочний розрахунок маслоохолоджувача М-540.	1.09.2020-1.10.2020	
4	Розробка заходів з охорони праці і техніка безпеки	1.10.2020-1.11.2020	
5	Розробка графічного матеріалу	1.11.2020-1.12.2020	

Студент 
(підпис)

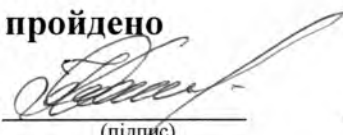
Мирошніненко С.В.
(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)



Радченко В.В.
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер 
(підпис)

Ю.М. Каюков
(ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Мирошніченко С.В. Аналіз та моделювання режимів роботи охолоджувачів масла ТЕС.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник В.В. Радченко. Запорізький національний університет. Інженерний навчально – науковий інститут. Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2020.

Виконано огляд літературних джерел щодо принципів роботи маслоохолоджувачів. Розглянуто найпоширеніші схеми охолодження масла на ТЕС. Розраховано гладкотрубний та оребрений маслоохолоджувачі. Отримано залежність коефіцієнту теплопередачі від швидкості теплоносія. Підтверджено ефективність застосування змішаних схем руху теплоносіїв у теплообмінних апаратах.

Ключові слова: маслоохолоджувач, коефіцієнт теплопередачі, теплоносій, перехресна течія, середній температурний напір, оребрення, площа поверхні теплообміну, кратність охолодження.

ABSTRACT

Miroshnichenko S. Analysis and modeling of operating modes of TES oil coolers.

Qualification final work for obtaining a master's degree in the specialty 144 - Heat Power Engineering, supervisor V. Radchenko. Zaporizhzhya National University. Engineering educational and scientific institute. Department of Heat Power Engineering and Hydropower Engineering, 2020.

A review of literature sources on the principles of operation of oil coolers. The most common oil cooling schemes at thermal power plants are considered. Smooth pipe and finned oil coolers are calculated. The dependence of the heat transfer coefficient on the coolant velocity is obtained. The efficiency of

application of mixed schemes of coolant movement in heat exchangers is confirmed.

Key words: oil cooler, heat transfer coefficient, heat carrier, cross flow, average temperature pressure, finning, heat exchange surface area, cooling rate.

АННОТАЦИЯ

Мирошниченко С.В. Анализ и моделирование режимов работы охладителей масла ТЭС.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 144 - Теплоэнергетика, научный руководитель В.В. Радченко. Запорожский национальный университет. Инженерный учебно – научный институт. Кафедра теплоэнергетики и гидроэнергетики, 2020.

Выполнен обзор литературных источников о принципах работы маслоохладителей. Рассмотрены наиболее распространенные схемы охлаждения масла на ТЭС. Рассчитано гладкотрубный и оребренный маслоохладитель. Получена зависимость коэффициента теплопередачи от скорости теплоносителя. Подтверждена эффективность применения смешанных схем движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.

Ключевые слова: маслоохладитель, коэффициент теплопередачи, теплоноситель, перекрестная схема течения, средний температурный напор, оребрение, площадь поверхности теплообмена, кратность охлаждения.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1 Типи теплових електростанцій та принцип їх роботи	10
1.2 Турбінні масла та їх властивості	20
1.3 Призначення, класифікація маслоохолоджувачів паротурбінних установок.....	22
1.3.1 Багатоходові кожухотрубні теплообмінники з перегородками типу «диск - кільце»	24
1.3.2 Багатоходові вертикальні кожухотрубні маслоохолоджувачі з сегментними перегородками.....	28
1.3.3 Повздожньо – оребрені маслоохолоджувачі типу МБРГ	32
1.3.4 Кожухотрубні вертикальні маслоохолоджувачі з петельним оребренням.....	33
1.4 Вимоги до маслоохолоджувачів.....	36
1.5 Принципова схема включення маслоохолоджувачів у систему мало постачання стаціонарних паротурбінних установок.....	38
2 АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОХОЛОДЖУВАЧІВ МАСЛА ТЕС.....	42
2.1 Тепловий розрахунок маслоохолоджувачів	42
2.2 Повірочний розрахунок маслоохолоджувача МБ-63-90.....	46
2.3 Повірочний розрахунок маслоохолоджувача М-540	56
3 ОХОРОНА ПРАЦІ	64
3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	64

3.2 Заходи поліпшення умов праці.....	68
3.3 Виробнича санітарія	69
3.4 Електробезпека.....	70
3.5 Пожежна безпека.....	74
ВИСНОВКИ.....	76
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	77

ВСТУП

Актуальність роботи. Система маслопостачання стаціонарної енергетичної турбоустановки є її безпосередньою складовою частиною. Призначенням такої системи є забезпечити рідинне тертя у підшипниках турбіни генератора з збуджувачем, роботу гідромуфт, живильних насосів та гідравлічних систем регулювання. Тому підвищення енергетичної ефективності таких систем є важною та актуальною задачею.

Об'єкт дослідження – підвищення енергетичної ефективності роботи маслоохолоджувачів за інтенсифікації теплообміну у них.

Предмет дослідження – маслоохолоджувачі ТЕС.

Мета роботи – на основі виконаного аналізу літературних джерел виявити перспективні шляхи інтенсифікації теплообміну у маслоохолоджувачах. Виконати теплові розрахунки теплообмінного обладнання та отримати залежності показників його роботи на інтенсивність теплообміну.

Задачі дослідження. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні задачі:

- провести аналіз літературних джерел щодо класифікації, принципів роботи та конструктивного виконання маслоохолоджувачів.
- виявити вплив кратності охолодження на інтенсивність теплообміну;
- виконати порівняльний аналіз існуючих схем руху теплоносія та запропонувати до впровадження для маслоохолоджувачів.

Методи та засоби дослідження. Використано розрахунково – дослідний метод. Результати дослідження представляються у вигляді таблиць та графіків залежностей різних показників роботи теплообмінників.

Практична цінність роботи полягає у тому, що результати роботи є основою для розробки рекомендацій з інтенсифікації процесів теплообміну маслоохолоджувачів.

Апробація роботи. Результати роботи представлені на загальноуніверситетській конференції «Молода наука» 2020.

Структура та обсяг роботи. магістерська кваліфікаційна робота включає анотацію, вступ, три розділи, висновки та перелік джерел посилань. Загальний обсяг складає 81 сторінку.

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Типи теплових електростанцій та принцип їх роботи

1.1.1 Типи ТЕС

Електроенергію виробляють на електростанціях за рахунок використання енергії, схованої в різних природних ресурсах. Виріток електричної енергії в Україні представлено в таблиці 1.1, це відбувається в основному на теплових (ТЕС) і атомних електростанціях (АЕС), працюючих по тепловому циклу.

Таблиця 1.1 Виріток електричної енергії в Україні

Рік	2015*	2016*	2017*	2018*	2019
Електроенергія, млрд. кВт-год.	163,682 ▼	154,817 ▼	155,415 ▲	159,351 ▲	153,963

Прогнозуємий баланс електроенергії України на 2021 представлений на рисунку 1.1

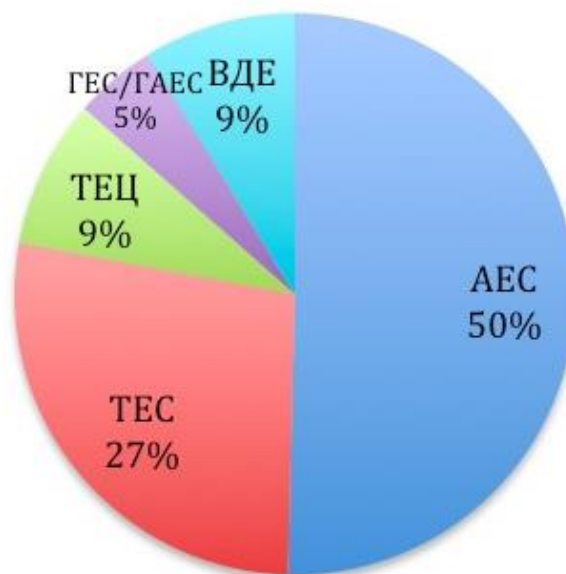


Рисунок 1.1 - Прогнозуємий баланс електроенергії України на 2021

За видом генерованої і відпускнуї енергії теплові електростанції поділяють на два основних типи: конденсаційні (КЕС), призначені тільки для виробництва електроенергії, і теплофікаційні, або теплоелектроцентралі (ТЕЦ). Конденсаційні електричні станції, що працюють на органічному паливі, будують поблизу місць його добування, а теплоелектроцентралі розміщують поблизу споживачів тепла – промислових підприємств і житлових масивів. ТЕЦ також працюють на органічному паливі, але на відміну від КЕС виробляють як електричну, так і теплову енергію у вигляді гарячої води і пари для виробничих і теплофікаційних цілей. До основних видів палива цих електростанцій відносяться: тверде – кам'яне вугілля, антрацит, напівантрацит, буре вугілля, торф, сланці; рідке – мазут і газоподібне – природний, коксовий, доменний і т.п. газ.

Атомні електростанції переважно конденсаційного типу використовують енергію ядерного палива. Запорізька ТЕС (3600 МВт) – одна із найпотужніших ТЕС України (ділить 1–2-е місце з Вуглегірською ТЕС) (див. рис. 1.2).

У залежності від типу теплосилової установки для приводу електрогенератора електростанції поділяються на паротурбінні (ПТУ), газотурбінні (ГТУ), парогазові (ПГУ) і електростанції з двигунами внутрішнього згорання (ДЕС).

У залежності від тривалості роботи ТЕС впродовж року при покритті графіків енергетичних навантажень, які характеризуються числом годин використання встановленої потужності, електростанції прийнято класифікувати на: базові ($\tau_{уст} > 6000$ год/рік); напівпікові ($\tau_{уст} = 2000\text{--}5000$ год/рік); пікові ($\tau_{уст} < 2000$ год/рік).

Базовими називають електростанції, які несуть максимально можливе постійне навантаження впродовж більшої частини року. У світовій енергетиці як базові використовують АЕС, високоекономічні КЕС, а також ТЕЦ при роботі по тепловому графіку.



Рисунок 1.2 – Фото Запорізької ТЕС

Пікові навантаження покривають ГЕС, ГАЕС, ГТУ, що володіють маневреністю і мобільністю, тобто швидкими пуском і зупинкою. Пікові електростанції включаються в години, коли потрібно покрити пікову частину добового графіка електричного навантаження. Напівпікові електростанції при зменшенні загального електричного навантаження або переводяться на знижену потужність, або виводяться в резерв.

По технологічній структурі теплові електростанції поділяються на блочні й неблочні. При блочній схемі основне і допоміжне обладнання паротурбінної установки не мають технологічних зв'язків з обладнанням іншої установки електростанції. Для електростанцій на органічному паливі при цьому до кожної турбіни пара підводиться від одного або двох з'єднаних з нею котлів. При неблочній схемі ТЕС пара від всіх котлів надходить в загальну магістраль і звідти розподіляється по окремих турбінах

На конденсаційних електростанціях, які входять у великі енергосистеми, застосовуються тільки блочні системи з проміжним перегрівом пари. Неблочні схеми з поперечними зв'язками по парі та воді застосовуються без проміжного перегріву [1-10]/

1.1.2 Прицип роботи ТЕС

Електроенергію на електростанціях виробляють за рахунок використання енергії, схованої в різних природних ресурсах (вугілля, мазут, уран та ін.), за достатньо простим принципом, реалізуючи технологію перетворення енергії. Загальна схема ТЕС (див. рис.1.2) відображає послідовність такого перетворення одних видів енергії в інші та використання робочого тіла (вода, пара) в циклі теплової електростанції. Паливо (в даному випадку вугілля) згоряє в котлі, нагріває воду і перетворює її в пару. Пара подається в турбіни, які перетворюють теплову енергію пари в механічну енергію і приводять в дію генератори, виробляючи електроенергію.

Сучасна теплова електростанція – це складне підприємство, яке включає велику кількість різноманітного обладнання. Склад обладнання електростанції залежить від вибраної теплової схеми, виду використовуваного палива і типу системи водопостачання.

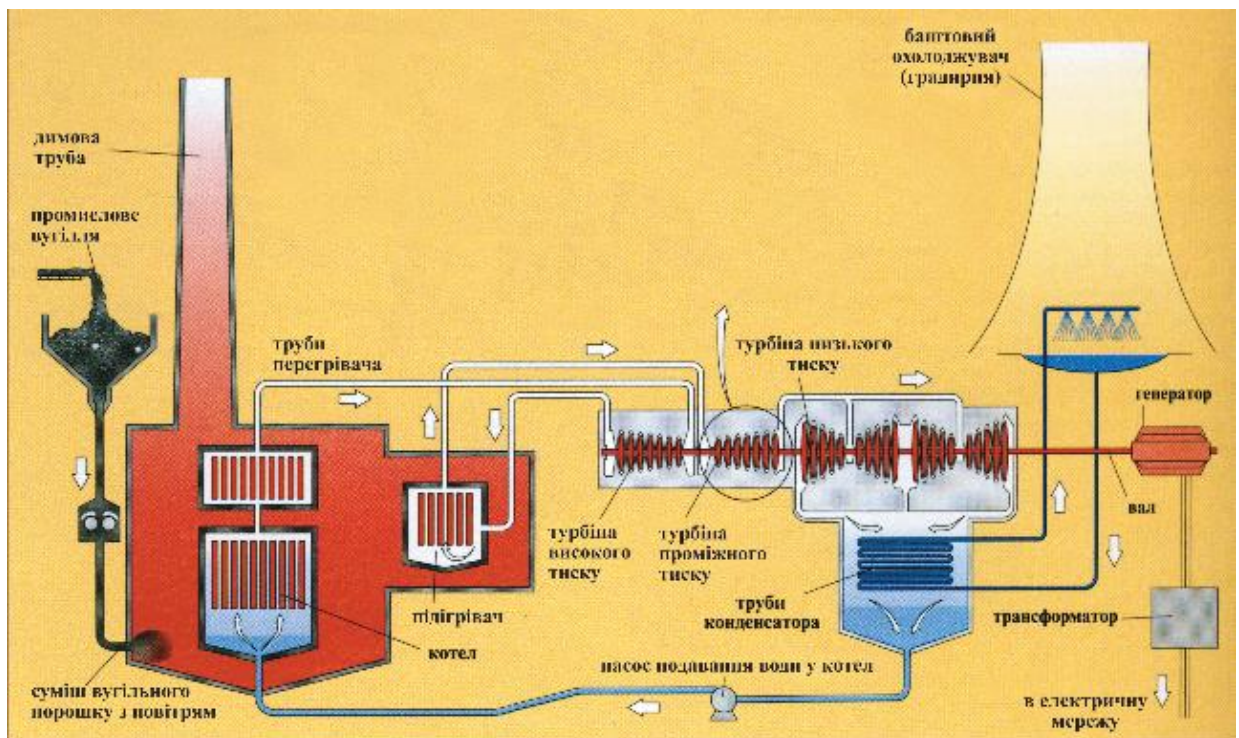


Рисунок 1.2 - Загальна схема теплової електростанції на вугіллі

Основне обладнання електростанції включає: котельні й турбінні агрегати з електричним генератором і конденсатором. Ці агрегати стандартизовані по потужності, параметрах пари, продуктивності, напрузі та силі струму і т.д. Тип і кількість основного обладнання теплової електростанції відповідають заданій потужності й передбаченому режиму її роботи. Існує і допоміжне обладнання, яке служить для відпуску теплоти споживачам і використання пари турбіни для підігріву живильної води котлів і забезпечення власних потреб електростанції. До нього відноситься обладнання систем паливостачання, деаераційно-живильної установки, конденсаційної установки, теплофікаційної установки (для ТЕЦ), систем технічного водопостачання, маслопостачання, регенеративного підігріву живильної води, хімводопідготовки, розподілу і передачі електроенергії

На всіх паротурбінних установках застосовується регенеративний підігрів живильної води, який суттєво підвищує теплову і загальну економічність електростанції, оскільки в схемах з регенеративним підігрівом потоки пари, що відводяться із турбіни в регенеративні підігрівачі, здійснюють роботу без втрат в холодному джерелі (конденсаторі). При цьому для одної і тої ж електричної потужності турбогенератора витрата пари в конденсаторі знижується і в результаті к.к.д. установки росте.

Тип застосовуваного парового котла залежить від виду палива, яке використовується на електростанції. Для найбільш розповсюджених палив (копалини: вугілля, газ, мазут, фрезторф) застосовуються котли з П-, Т-подібною і баштовою компоновкою і топковою камерою, розробленою відповідно до того чи іншого виду палива. Для палив з легкоплавкою золою використовуються котли з рідким шлаковидаленням. При цьому досягається високе (до 90%) вловлювання золи в топці й знижується абразивне зношення поверхонь нагріву. Із цих же міркувань для високозольних палив, таких як сланці та відходи вуглезбагачення, застосовуються парові котли з чотирьохходовою компоновкою. На теплових електростанціях

використовуються, як правило, котли барабанної або прямої конструкції.

Турбіни і електрогенератори узгоджуються по шкалі потужності. Кожній турбіні відповідає певний тип генератора. Для блочних теплових конденсаційних електростанцій потужність турбін відповідає потужності блоків, а число блоків визначається заданою потужністю електростанції. У сучасних блоках використовуються конденсаційні турбіни потужністю 150, 200, 300, 500, 800 і 1200 МВт з проміжним перегрівом пари.

На ТЕЦ застосовуються турбіни з протитиском (типу Р), з конденсацією і виробничим відбором пари (типу П), з конденсацією і одним або двома теплофікаційними відборами (типу Т), а також з конденсацією, промисловим і теплофікаційними відборами (типу ПТ). Турбіни типу ПТ також можуть мати один або два теплофікаційних відбори. Вибір типу турбіни залежить від величини і співвідношення теплових навантажень. Якщо переважає опалювальне навантаження, то в додаток до турбін ПТ можуть бути встановлені турбіни типу Т з теплофікаційними відборами, а при перевазі промислового навантаження – турбіни типів ПР і Р з промисловим відбором і протитиском.

У даний час на ТЕЦ найбільше розповсюдження мають установки електричною потужністю 100 і 50 МВт, що працюють на початкових параметрах 12,7 МПа, (540...560) °С. Для ТЕЦ великих міст створені установки електричною потужністю 175–185 МВт і 250 МВт (з турбіною Т-250-240). Установки з турбінами Т-250-240 є блочними і працюють при надкритичних початкових параметрах (23,5 МПа, 540/540°С).

Особливістю роботи електричних станцій в мережі є те, що загальна кількість електричної енергії, вироблюваної ними в кожний момент часу, повинна повністю відповідати споживаній енергії. Основна частина електричних станцій працює паралельно в об'єднаній енергетичній системі, покриваючи загальне електричне навантаження системи, а ТЕЦ одночасно і теплове навантаження свого району. Є електростанції місцевого значення,

призначені для обслуговування району і не підключені до загальної енергосистеми.

Графіки електричних навантажень використовуються при плануванні електричних навантажень електростанцій і систем, розподілі навантажень між окремими електростанціями і агрегатами, в розрахунках по вибору складу робочого і резервного обладнання, визначенні потрібної встановленої потужності і необхідного резерву, числа і одиничної потужності агрегатів, при розробці планів ремонту обладнання і визначенні ремонтного резерву та ін.

При роботі з повним навантаженням обладнання електростанції розвиває номінальну або максимально тривалу потужність (продуктивність), яка є основною паспортною характеристикою агрегату. На цій найбільшій потужності (продуктивності) агрегат повинен довго працювати при номінальних значеннях основних параметрів. Однією з основних характеристик електростанції є її встановлена потужність, яка визначається як сума номінальних потужностей всіх електрогенераторів і теплофікаційного обладнання з врахуванням резерву.

Робота електростанції характеризується також числом годин використання встановленої потужності, яке залежить від того, в якому режимі працює електростанція. Для електростанцій, які несуть базове навантаження, число годин використання встановленої потужності складає (6000...7500) год/рік, а для працюючих в режимі покриття пікових навантажень – менше (2000...3000) год/рік.

Навантаження, за якого агрегат працює з найбільшим к.к.д., називають економічним навантаженням. Номінальне тривале навантаження може дорівнювати економічному. Інколи можлива короткочасна робота обладнання з навантаженням на (10...20) % вищим номінального при більш низькому к.к.д. Якщо обладнання електростанції стійко працює з розрахунковим навантаженням при номінальних значеннях основних

параметрів або при зміні їх в допустимих межах, то такий режим називається стаціонарним.

Режими роботи з установленими навантаженнями, які відрізняються від розрахункових, або з неустановленими навантаженнями називають нестаціонарними або змінними режимами.

При змінних режимах одні параметри залишаються незмінними і мають номінальні значення, інші – змінюються у визначених допустимих межах. Так, при частковому навантаженні блоку тиск і температура пари перед турбіною можуть залишатись номінальними, в той час як вакуум в конденсаторі й параметри пари у відборах змінюються пропорційно навантаженню. Можливі також нестаціонарні режими, коли змінюються всі основні параметри. Такі режими мають місце, наприклад, при пуску і зупинці обладнання, скиданні та накиді навантаження на турбогенераторі, при роботі на змінних параметрах і називаються нестаціонарними.

Ефективність роботи ТЕС характеризується різними техніко-економічними показниками, одні з яких оцінюють досконалість теплових процесів (к.к.д., витрати теплоти і палива), а інші характеризують умови, в яких працює ТЕС. На рисунку 1.4 наведено приблизні теплові баланси ТЕЦ, а на рисунку 1.5 - КЕС.

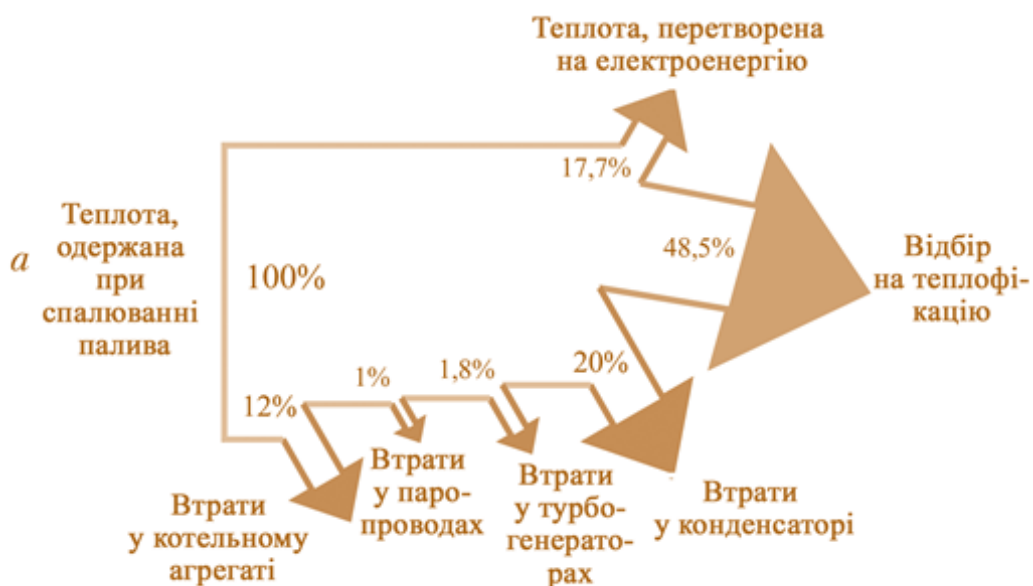


Рисунок 1.4 Тепловий баланс теплоелектроцентралі ТЕЦ;

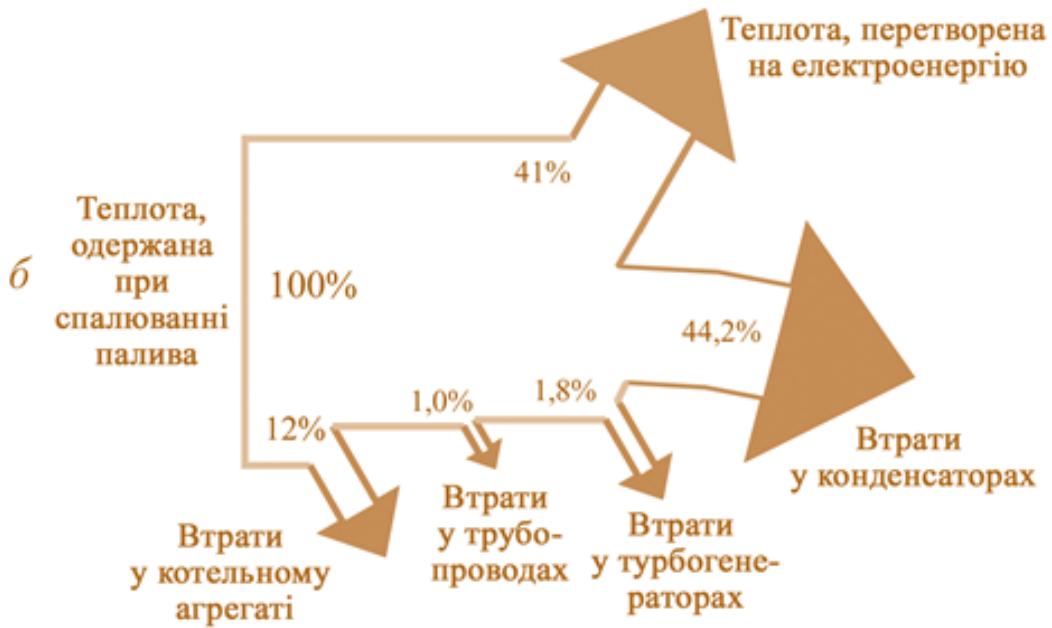


Рисунок 1.5 Тепловий баланс конденсаційної електростанції КЕС

Як видно із рисунків, комбінований виробіток електричної і теплової енергії забезпечує значне підвищення теплової економічності електростанцій завдяки зменшенню втрати теплоти в конденсаторах турбін.

Найбільш важливими і повними показниками роботи ТЕС є собівартості електроенергії і теплоти.

Теплові електростанції мають як переваги, так і недоліки в порівнянні з іншими типами електростанцій. Можна вказати наступні переваги ТЕС:

- відносно вільне територіальне розміщення, пов'язане з широким розповсюдженням паливних ресурсів;
- здатність (на відміну від ГЕС) виробляти енергію без сезонних коливань потужності;
- території відчуження і виведені із господарського обороту землі під спорудження і експлуатацію ТЕС, як правило, значно менші, ніж це необхідно для АЕС і ГЕС;
- ТЕС споруджуються значно швидше, ніж ГЕС або АЕС, а їх питома вартість на одиницю установленної потужності нижча в порівнянні з АЕС.

У той же час ТЕС володіють великими недоліками:

- для експлуатації ТЕС зазвичай потрібно набагато більше персоналу, ніж для ГЕС, що пов'язано з обслуговуванням досить масштабного за об'ємом паливного циклу;
- робота ТЕС залежить від поставок паливних ресурсів (вугілля, мазут, газ, торф, горючі сланці);
- змінність режимів роботи ТЕС знижує ефективність, підвищує витрату палива і призводить до підвищеного зношення обладнання;
- існуючі ТЕС характеризуються відносно низьким к.к.д. (в основному до 40%);
- ТЕС чинять прямий і неблагополучний вплив на навколишнє середовище і не є екологічно «чистими» джерелами електроенергії.

Найбільшу шкоду екології навколишніх регіонів завдають електростанції, які працюють на вугіллі, особливо високозольному. Серед ТЕС найбільш «чистими» є станції, що використовують в своєму технологічному процесі природний газ.

За оцінками експертів, ТЕС всього світу викидають в атмосферу щорічно близько (200...250) млн. тонн золи, більше 60 млн. тонн сульфідного ангідриду, велику кількість оксидів азоту і вуглекислого газу (який викликає так званий парниковий ефект і призводить до довготермінових глобальних кліматичних змін), поглинаючи велику кількість кисню. Крім того, на даний час встановлено, що надлишковий радіаційний фон навколо теплових електростанцій, які працюють на вугіллі, в середньому у світі в 100 разів вищий, ніж поблизу АЕС такої ж потужності (вугілля в якості мікродомішок майже завжди містить уран, торій і радіоактивний ізотоп вуглецю). Тим не менше, добре відпрацьовані технології будівництва, обладнання і експлуатації ТЕС, а також менша вартість їх спорудження приводять до того, що на ТЕС припадає основна частина світового виробництва електроенергії. З цієї причини удосконаленню технологій ТЕС і зниженню негативного

впливу їх на навколишнє середовище у всьому світі приділяється велика увага

1.2 Турбінні масла та їх властивості

Масло, що застосовується в системах змащення парових і газових турбін, призначене для запобігання зносу фрикційних поверхонь, зниження втрат потужності на тертя, відводу теплоти, що виділяється при терті і переданої від гарячих деталей турбіни, а також для ущільнення вала електричного генератора, що охолоджується воднем, запобігання корозії елементів масляної системи, передачі імпульсу і переміщення виконавчих органів в системі автоматичного регулювання та захисту турбіни.

Турбінне масло є продуктом переробки нафти. Після відгону з нафти легкокиплячих бензинових фракцій утворюється залишок-мазут, продуктом вакуумної перегонки якого є масляні дистиляти. Турбінне масло виходить шляхом спеціального очищення зазначених дистилятів з метою видалення тих компонентів, які погіршують стабільність масла, підвищують корозійну агресивність, знижують плинність. Експлуатаційні властивості масел підвищують додаванням різних присадок. Спосіб очищення дистилятів в значній мірі впливає на якість турбінного масла, тому часто в його назві вказують і промислову технологію очищення.

При роботі турбіни важливі такі експлуатаційні характеристики масла:

1. Розчинність газів в маслі-концентрація газів (атмосферне повітря, водні, газоподібні продукти окислення) в маслі.

2. Деаеріруемість масла - здатність масла звільнитися від газів. Деаеріруемість масла зменшується при окисленні масла і при додаванні антипінних присадок.

3. Гігроскопічність масла - здатність масла поглинати воду і водяну пару з навколишнього середовища. Гігроскопічність масла незначна, але вода

має великий каталітична дія на процеси старіння масла. Наявність в олії продуктів окислення веде до підвищення гігроскопічності масла.

4. Емульгіруемість масла - здатність масла утворювати емульсію «вода в маслі».

5. Старіння масла - зміна властивостей масла в процесі тривалої експлуатації. Старіння масла відбувається в результаті контакту з киснем повітря, стимулюється впливом води і металів і прогресує з підвищенням температури. В результаті старіння масла змінюється його кислотність, підвищується щільність і в'язкість, утворюються розчинні в маслі і летючі продукти окислення, що підвищують корозійну агресивність масла.

6. Мاستильна здатність масел - сукупність фізико-хімічних властивостей, які обумовлюють зменшення сил тертя.

7. Горючість масла характеризується кисневим індексом (КІ) - Мінімальна концентрацією кисню, при якій полум'я стійко поширюється по промасленим азбестовому шнуру. Для турбінних масел КІ дорівнює (16,8...17,4) %; для вогнестійких масел - 23,2 %. Так як в атмосферному повітрі міститься близько 21 % кисню, то вогнестійкі масла не підтримують горіння і не поширюють полум'я при розтіканні.

8. Зольність масла - кількість неорганічних речовин, що залишаються після спалювання навішування масла, виражене у відсотках від величини вихідної навішування. Зольність чистого масла повинна бути мінімальною. Висока зольність вказує на погане очищення масла. В маслах, що містять антиокислювальні присадки, допускається підвищена зольність.

9. Температура спалаху масла - температура, до якої необхідно нагріти масло, щоб його пари утворили з повітрям суміш, здатну спалахнути від відкритого вогню. Температура спалаху характеризує наявність в маслі легких летючих вуглеводнів, від чого залежить здатність масла випаровуватися при нагріванні. В процесі експлуатації температура спалаху масла знижується, що пояснюється випаровуванням низькокиплячих фракцій

і розкладанням масла. Температура спалаху масла визначає також пожежонебезпеку масла.

10. Температура самозаймання - це температура, при якій масло запалюється без піднесення до нього відкритого вогню. Ця температура для турбінних масел приблизно вдвічі вище, ніж температура спалаху, і залежить від тих же факторів, що і температура спалаху.

До зливу масла з залізничної цистерни воно повинно бути піддано до аналізу на кислотне число і температуру спалаху для визначення їх відповідності вимогам ГОСТу. Незнижуваний запас турбінного масла на ТЕС має становити не менше місткості масляної системи найбільшого агрегату, а також не менше 45-денної потреби на заповнення втрат.

1.3 Призначення, класифікація маслоохолоджувачів паротурбінних установок

Система маслопостачання стаціонарної енергетичної турбоустановки є її безпосередньою складовою частиною. Призначенням такої системи є забезпечити рідинне тертя у підшипниках турбіни генератора з збуджувачем, роботу гідромуфт, живільних насосів та гідравлічних систем регулювання [1].

В залежності від рівня тиску масляні системи турбоустановок поділяють на дві групи:

- високого тиску (застосовуються для гідравлічного регулювання);
- низького тиску (застосовуються для системи мастил).

Масляне господарство паротурбінної турбоустановки включає в себе також систему приймання, зберігання та регенерації масла.

У деяких випадках з загальної системи відокремлюються її складові. Наприклад, на не блокових електростанціях система мастил та регулювання є автономною. На турбінах великої потужності (300 МВт та більше) виділено систему регулювання. Таким чином, масло, яке застосовується у

паротурбінних установках теплових електричних станцій призначено виконувати наступні функції:

- попереджати знос поверхонь тертя;
- знижувати втрати потужності на тертя;
- відводити теплоту, яка виділяється при терті;
- ущільнювати вал генератора;
- попереджати корозію;
- передавати імпульси та переміщувати виконуючі органи у системі

регулювання та захисту турбіни.

У стаціонарних енергетичних паротурбінних установках охолодження масла здійснюється у теплообмінниках, які називаються маслоохолоджувачами. За конструктивними ознаками маслоохолоджувачі для парових турбін можна поділити на основні типи:

- кожухотрубні;
- пластинчасті;
- спеціальні.

Пластинчасті та спеціальні маслоохолоджувачі (змійовикові та кручені) знаходять застосування в енергетичних установках спеціального призначення, для яких габарити та маса обладнання є визначальними характеристиками.

У стаціонарних енергетичних установках застосовують багатходові кожухотрубні маслоохолоджувачі, які в свою чергу можна класифікувати наступним чином:

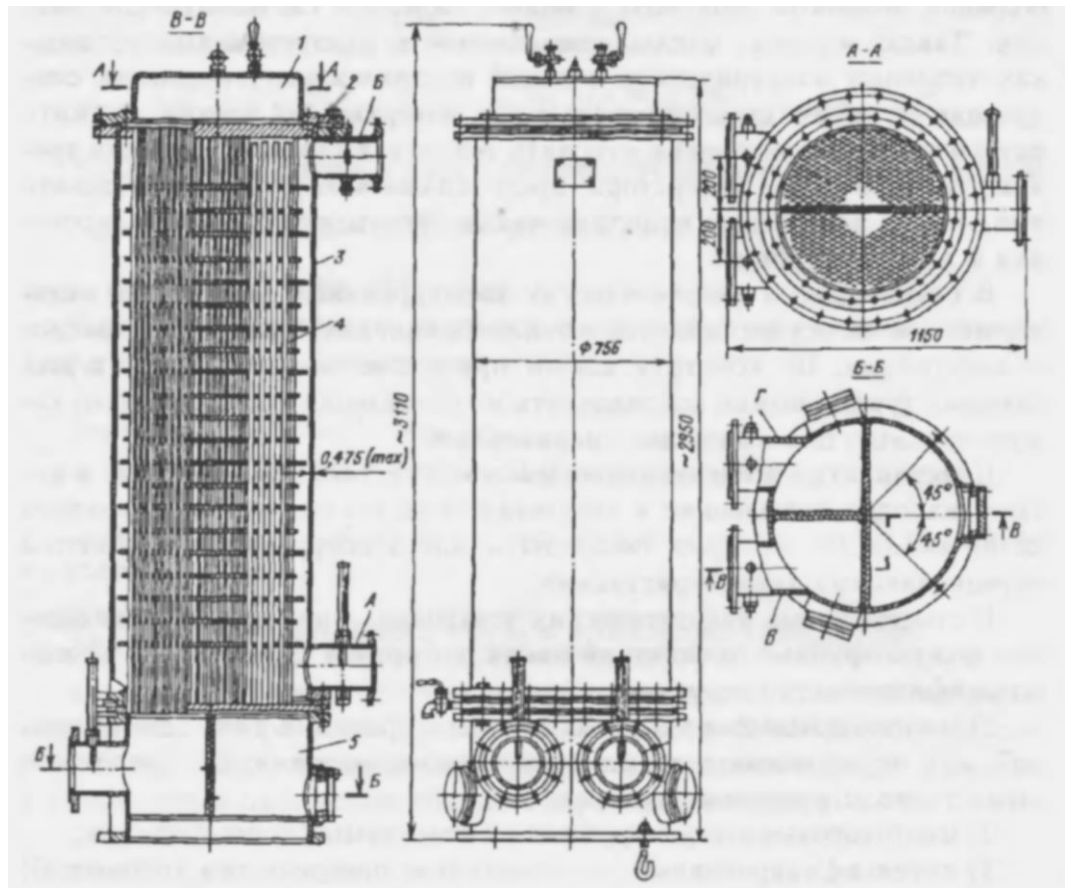
- багатходові кожухотрубні теплообмінники з перегородками типу «диск - кільце»;
- багатходові кожухотрубні теплообмінники з сегментними перегородками;
- інтенсифіковані:
 - 1) з повздовжньо – ребреними трубами;
 - 2) з проволочено – петельними ребрами;

3) з низькими накатаними ребрами на трубах.

1.3.1 Багатоходові кожухотрубні теплообмінники з перегородками типу «диск - кільце»

Багатоходові кожухотрубні теплообмінники з перегородками типу «диск - кільце» виготовляє завод «Червоний гідропрес». Це охолоджувачі марки МБ. Цифри у позначення типорозмірів показують: перша цифра – орієнтовну площу поверхні теплообміну, у m^2 ; друга цифра – орієнтовну витрату масла, $m^3/год$.

Маслоохолоджувач марки МБ-63-90 показано на рисунку 1.1.



1 – верхня водяна камера; 2 – мембрана; 3 – корпус; 4 – трубна система; 5 – нижня водяна камера; А – вхід масла; Б – вихід масла; В – вхід води; Г – вихід води.

Рисунок 1.1 - Маслоохолоджувач МБ-63-90

Основні технічні характеристики багатогодових кожухотрубних теплообмінних апаратів з перегородками типу «диск - кільце» представлені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Основні технічні характеристики багатогодових кожухотрубних теплообмінних апаратів з перегородками типу «диск - кільце»

Характеристика	Марка			
	МБ-20-30	МБ-25-37	МБ-40-60	МБ-63-90
Поверхня охолодження за зовнішнім діаметром труб, м ²	20	25	40	63
Номінальна витрата масла, м ³ /год	30	32,4	52,5	78,8
Номінальна температура масла, °С:				
на вході	55	55	55	55
на виході	45	45	45	45
Номінальна початкова температура води, °С	33	33	33	33
Гідравлічний опір оходжувача при номінальній витраті, МПа:				
по воді	0,0196	0,0196	0,0196	0,0196
по маслу	0,098	0,098	0,098	0,098
Загальна кількість труб, од.	288	288	576	576
Діаметр та товщина стінки труб, мм	16x1	16x1	16x1	16x1
Повна висота апарату, мм	2230	2480	2200	2925
Зовнішній діаметр корпусу, мм	530	530	720	720
Маса апарату, кг	866	915	1330	1630

Усі апарати даного типу являють собою кожухотрубний теплообмінник, у якому вода рухається у трубах, а охоложене масло – у міжтрубному просторі, при цьому і вода і масло підводяться знизу.

Направлення руху масла задається системою перегородок тип «диск – кільце».

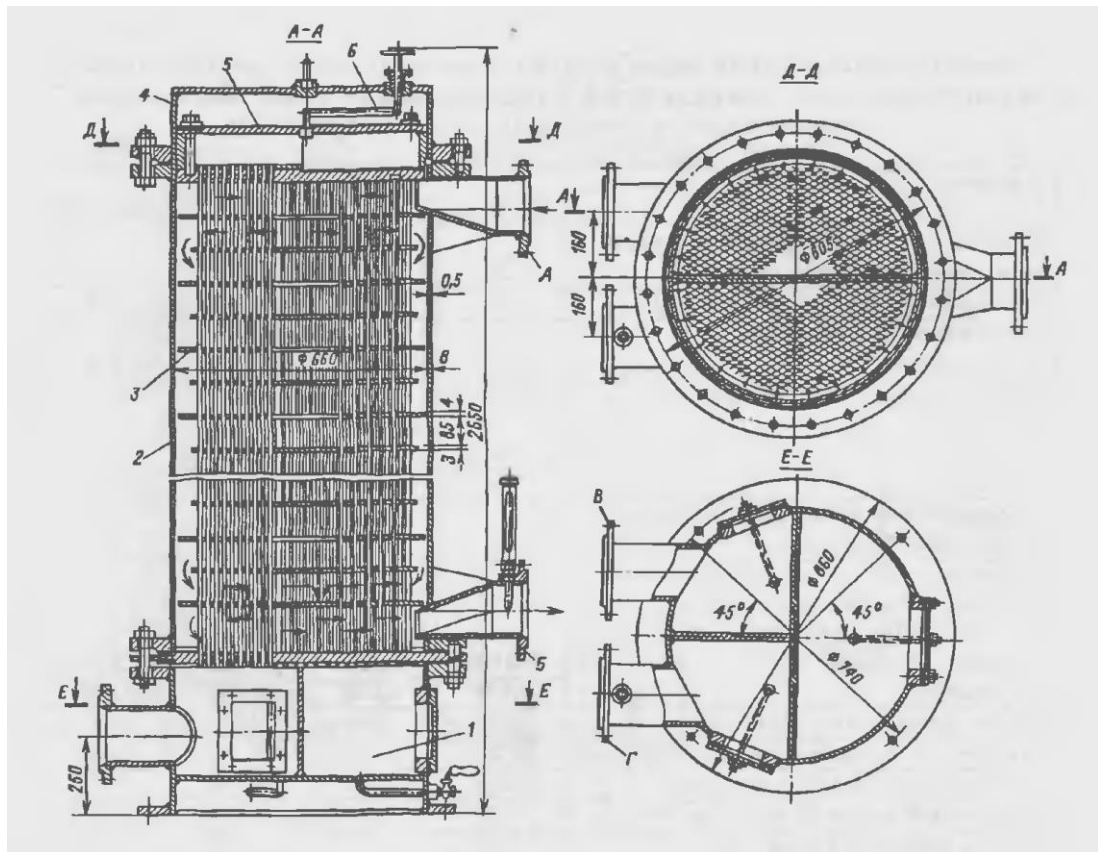
Температурні деформації, що виникають, пов'язані з розширенням трубної системи відносно корпусу. У таких теплообмінниках вони компенсуються за рахунок мембрани 2 (див. рис. 1.1). Подавання масла та води здійснюється через крани А та В. Зливання, а також випускання повітря здійснюється через крани Б та Г. Для виміру температур масла та води на патрубках встановлено гільзи для термометрів або термоелектричних перетворювачів (термопар).

Ефективність роботи таких теплообмінників залежить від холостих протікань масла у зазорах між корпусом та зовнішньою кромкою кільцевих перегородок. Для зменшення холостих протікань, на кожній кільцевій перегородці виконують її ущільнення.

Маслоохолоджувачі марки МБ розраховані на використання охолодженої води з солевмістом не більше 5000 мг/кг, типу МБМ – з солевмістом більше 5000 мг/кг (морська вода).

Також одним з виробників багатоходових вертикальних кожухотрубних теплообмінників з перегородками «диск – кільце» з ущільненими технологічними зазорами є ПО «Харківський турбінний завод». Загальний вид теплообмінників, що випускає дане підприємство представлений на рисунку 1.2.

Основні вузли апарату – верхня кришка корпусу, верхня та нижня водяні камери, трубна система 3 та корпус 2. Для компенсації деформацій, які пов'язані з температурним розширенням трубної системи відносно корпусу, верхня камера 5 у всіх апаратах даного типу виконується «плаваючою». Вона розташовується в середині масляної порожнини охолоджувача. Кріплення труб у трубних дошках здійснюється вальцюванням.



1 – нижня водяна камера; 2 – корпус; 3 – трубна система; 4 – кришка; 5 – верхня водяна камера; 6 – пристрій для виходу повітря; А – вход масла; Б – виход масла; В – вход води; Г – виход води.

Рисунок 1.2 - Маслоохолоджувач МБ-50-75

При такому способі компенсації для очищення внутрішніх поверхонь, апарат даного типу відключають та разгерметизують верхній об'єм масляної порожнини. Одночасно знімають кришку з лючків на нижній водяній камері 1 та демонтують повітряник верхньої водяної камери 5.

Основні технічні характеристики багатоходових кожухотрубних теплообмінних апаратів з перегородками типу «диск - кільце» ущільненими технологічними зазорами представлені у таблиці 1.2.

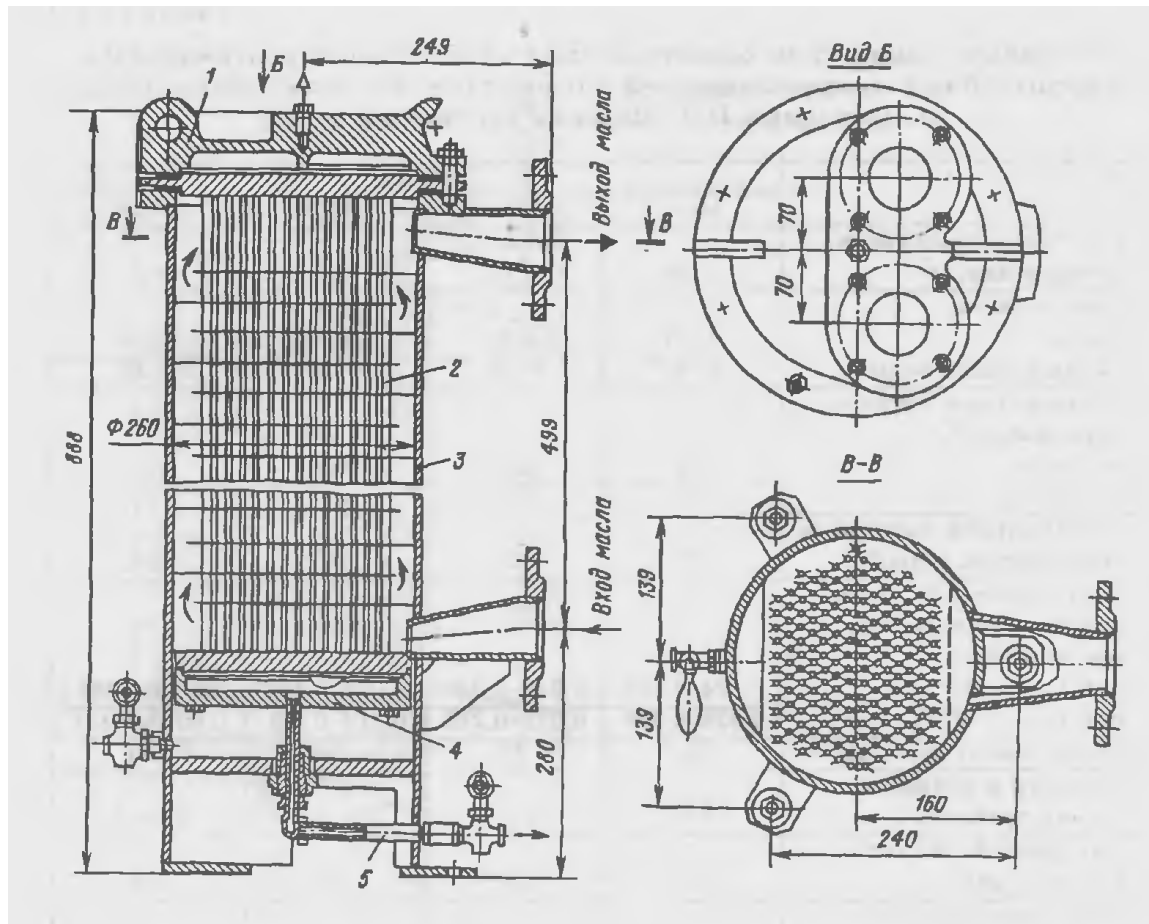
Таблиця 1.2 - Основні технічні характеристики багатоходових кожухотрубних теплообмінних апаратів з перегородками типу «диск - кільце»

Характеристика	Марка			
	МБ-50-75	МБ-90-135	МБ-190-250	МБ-380-500
Поверхня охолодження за зовнішнім діаметром труб, м ²	52,6	93,7	193,6	380
Номінальна витрата масла, м ³ /год	79,5	135	250	500
Номінальна витрата охолоджуючої води, м ³ /год	140	200	500	500
Номінальна температура масла, °С:				
на вході	55	55	55	55
на виході	45	45	45	45
Номінальна початкова температура води, °С	33	33	33	33
Гідравлічний опір охолоджувача при номінальній витраті, МПа:				
по воді	0,026	0,029	0,025	0,029
по маслу	0,098	0,098	0,098	0,098
Загальна кількість труб, од.	640	964	1296	2532
Діаметр та товщина стінки труб, мм	16x1	16x1	16x1	16x1
Повна висота апарату, мм	2650	2900	4200	4500
Зовнішній діаметр корпусу, мм	676	820	1020	1320
Маса апарату, кг	1735	2458	4580	8255

1.3.2 Багатоходові вертикальні кожухотрубні маслоохолоджувачі з сегментними перегородками

Багатоходові вертикальні кожухотрубні маслоохолоджувачі з сегментними перегородками випускає підприємство «Енергомаш».

Типорозмірний ряд складається з наступних моделей : МА-6, МА-8, МА-10, МА-16, МА-35. Конструкція одного з таких теплообмінників показана на рисунку 1.3.



1 – верхня зйомна кришка; 2 – трубна система; 3 - корпус; 4 – кришка зі штуцером; 5 – трубка дренажна.

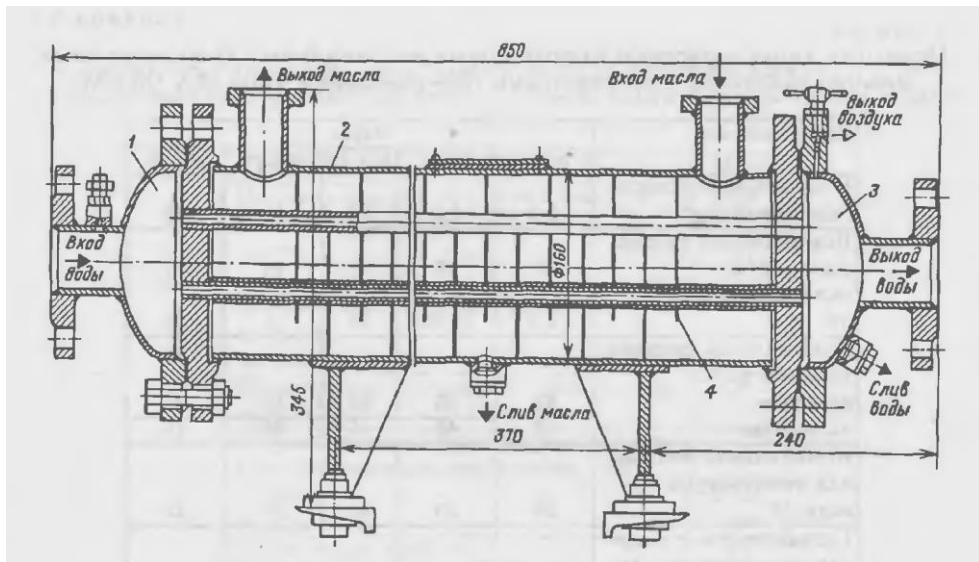
Рисунок 1.3 – Маслоохолоджувач МА-8

Усі охолоджувачі мають вертикальне виконання та складаються з наступних вузлів: верхньої зйомної кришки 1, трубної системи 2, корпусу 3. Вода рухається всередині труб та камер, масло – у між трубному просторі. Напрямок руху масла у таких апаратах створюється системою сегментних перегородок. Основні технічні характеристики представлені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Основні технічні характеристики вертикальних кожухотрубних теплообмінних апаратів з сегментними перегородками

Характеристика	Марка				
	МА-6	МА-8	МА-10	МА-16	МА-35
Поверхня охолодження за зовнішнім діаметром труб, м ²	6,3	8,0	9,5	16	35
Номінальна витрата масла, м ³ /год	30	15	15,9	24	42
Номінальна витрата охолоджуючої води, м ³ /год	9,2	10,02	30	15	30
Номінальна температура масла, °С:					
на вході	62	55	55	55	55
на виході	50	45	45	45	45
Номінальна початкова температура води, °С	25	30	30	30	30
Гідравлічний опір охолоджувача при номінальній витраті, МПа:					
по воді	0,12	0,087	0,07	0,035	0,21
по маслу	0,13	0,093	0,105	0,095	0,166
Загальна кількість труб, од.	78	112	332	242	252
Діаметр та товщина стінки труб, мм	14x1,5	14x1,5	14x1,5	14x1,5	14x1,5
Повна висота апарату, мм	1243	2220	1465	1250	1230
Зовнішній діаметр корпусу, мм	219	245	325	377	377
Маса апарату, кг	180	160	269	384	585

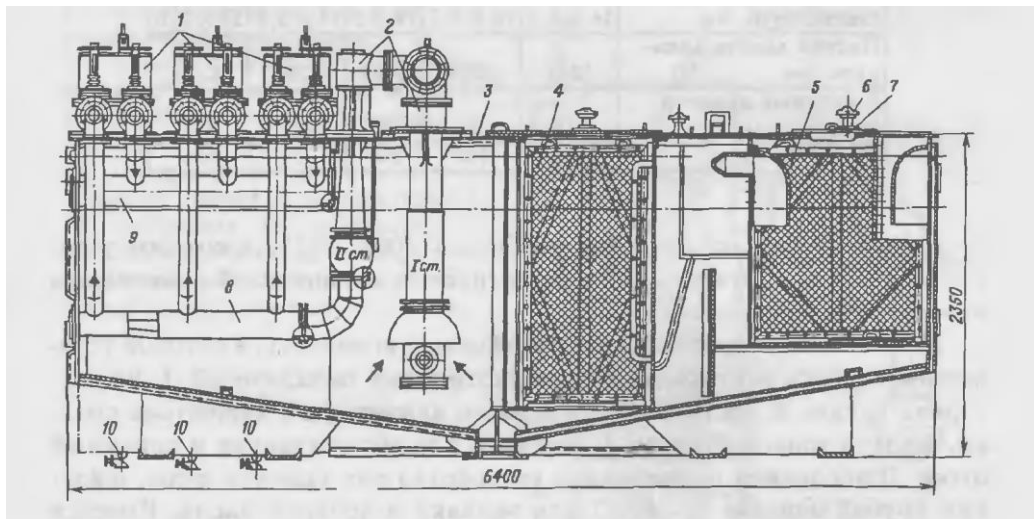
Багатоходові горизонтальні кожухотрубні маслоохолоджувачі з сегментними перегородками випускає виробниче об'єднання «Уральський турбомоторний завод». Маслоохолоджувач такого типу представлений на рисунку 1.4.



1 – передня водяна камера; 2 – корпус; 3 – задня водяна камера;
4 – перегородка.

Рисунок 1.4 – Маслоохолоджувач горизонтальний МО-2

На рисунку 1.5 показано маслобак турбіни, у якому встановлено шість вертикальних гладко трубних охолоджувачів з площею поверхні 45 м^2 кожний.



1 – маслоохолоджувачі; 2 – двохступенева інжекторна група;
3 – кришка бака; 4 – сітчастий фільтр тонкого очищення; 5 – сітчастий фільтр
грубого очищення; 6 – дефлектор; 7 – сито для заливання масла;
8 – колектор роздавання; 9 – колектор для збирання; 10 – арматура.

Рисунок 1.5 – Маслобак турбіни

Масляний бак представляє собою зварену ємність в якій встановлено маслоохолоджувачі 1, інжекторну групу 2, яка складається з головного інжектору та інжектора мастила. Масло з системи мастила та регулювання направляється у прийомний відсік, проходить сітчасті фільтри тонкого та грубого очищення та поступає у чистий відсік, де розміщуються інжектори, масляні колектори 8, 9 та охолоджувачі. Для повного зливу масла днище бака має уклін до середини.

1.3.3 Повздожньо – ребрені маслоохолоджувачі типу МБРГ

Розробники теплообмінників такого типу є Інститут технічної теплофізики (НАН України) та НПО ЦКТИ. Теплообмінники представляють собою конструкцію, поверхня охолодження якої набрана з елементів типу «труба в трубі». На зовнішній поверхні внутрішньої труби є повздожнє приварене ребрення з сталльної стрічки. Масло рухається у кільцевому каналі, який розділений системою ребер на ряд паралельних каналів, а охолоджуюча вода – всередині труб з повздожніми ребрами. У апараті, що виконаний за такою схемою, при необхідності, може бути виконана додаткова інтенсифікація теплообміну за рахунок впровадження розрізання ребер та відгібання їхніх кромek у місцях розрізання. Кінці ребрених труб закріплюються у верхній та нижній трубних дошках на вальцюванні з приваренням кінців до трубних дошок.

У охолоджувачах типу МБРГ застосовуються труби з наступними характеристиками ребрення:

- число желобів – 12;
- загальна кількість ребер на трубі – 24;
- товщина ребра – (0,6...0,7) мм;
- висота ребер – 6,5 мм;
- зовнішній діаметр труби – 28 мм;
- товщина стінки труби – 1,4 мм;

- коефіцієнт оребрення - $\phi=4,55$;
- матеріал – сталь.

Загальний вид такого теплообміннику представлено на рисунку 1.6.

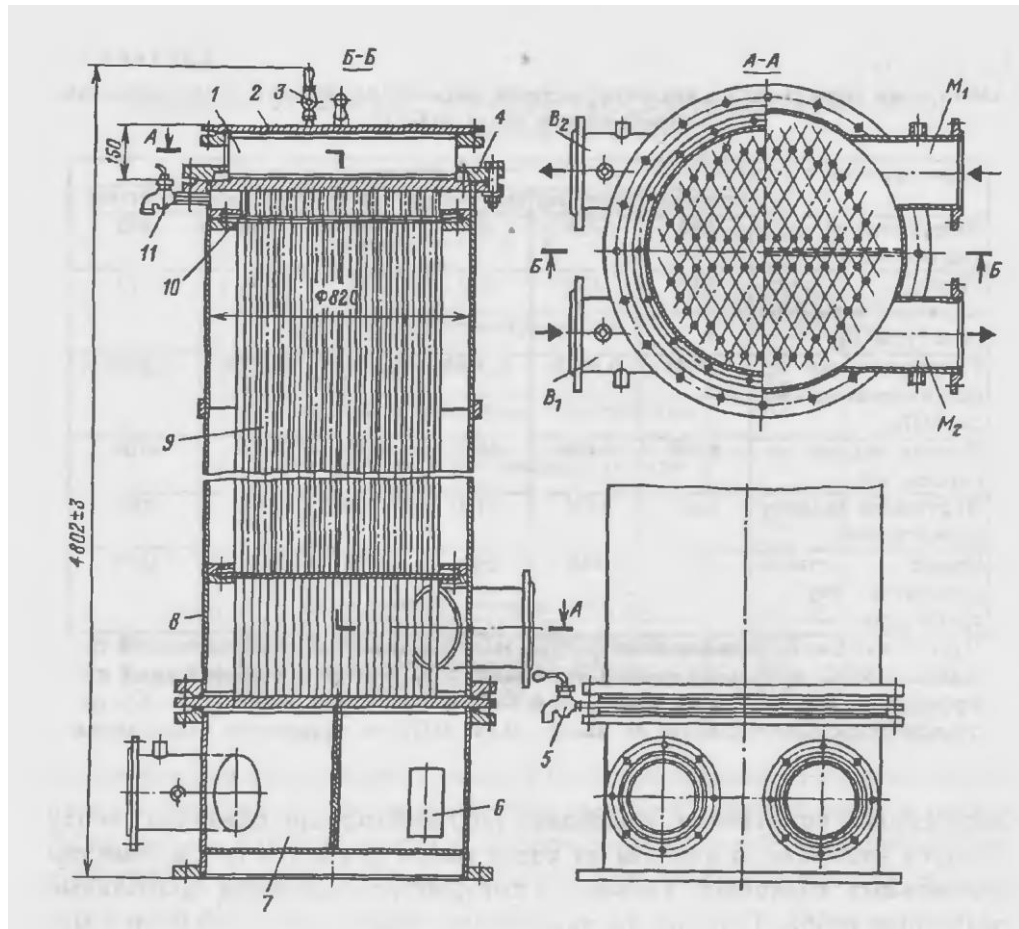
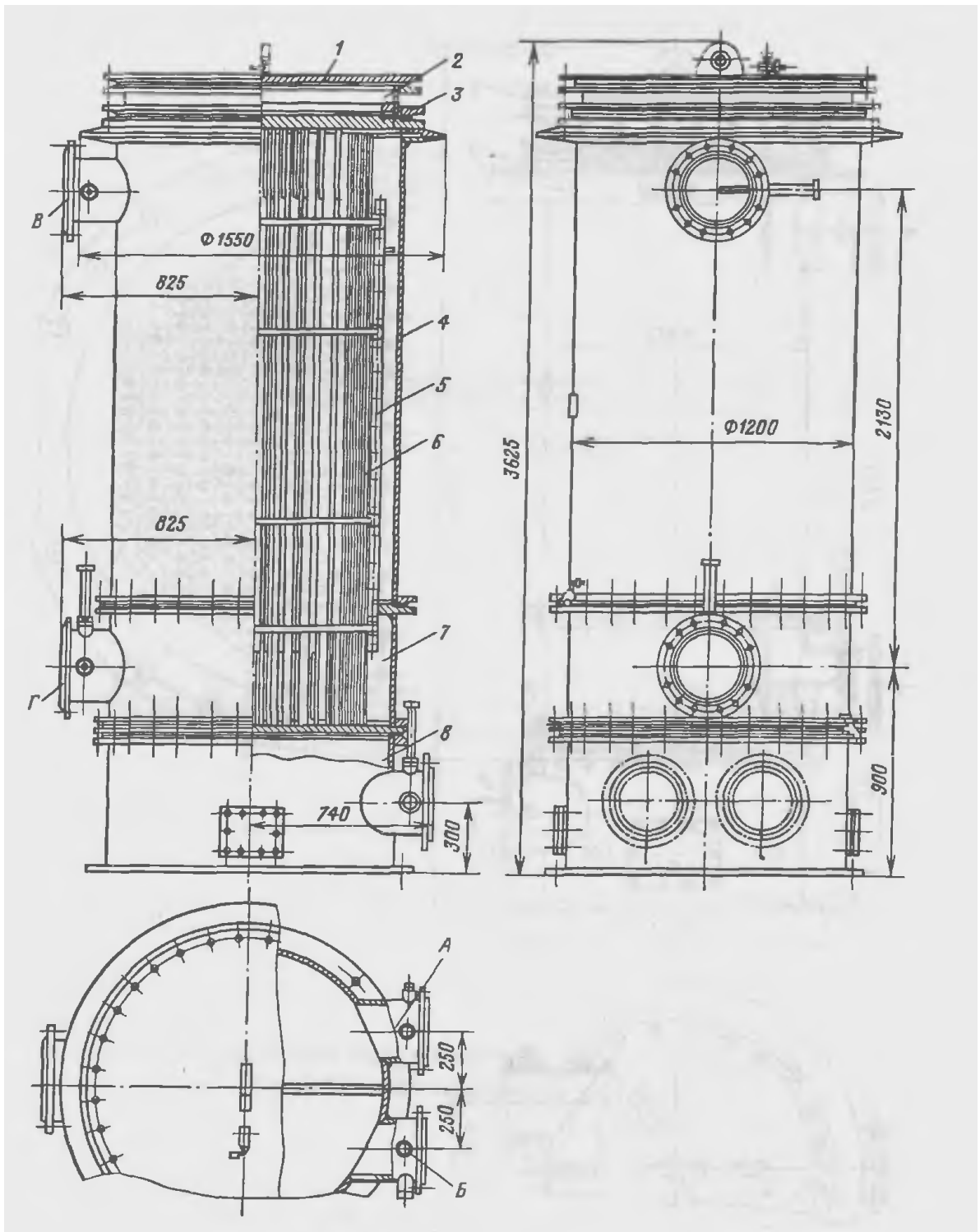


Рисунок 1.6 – Маслоохолоджувач МБРГ-42-150

1.3.4 Кожухотрубні вертикальні маслоохолоджувачі з петельним оребренням

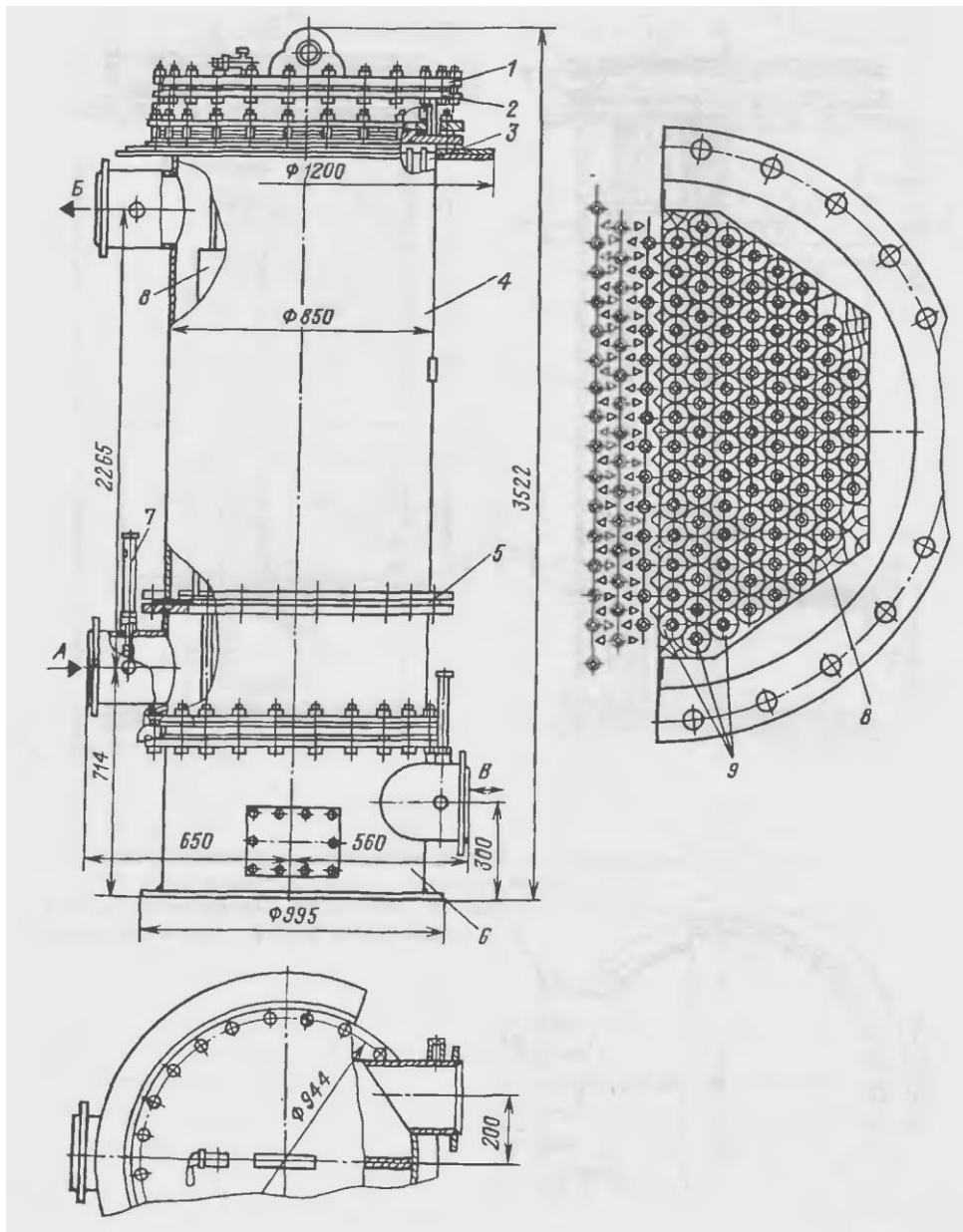
Кожухотрубні вертикальні маслоохолоджувачі з петельним оребренням представлені на рисунках 1.7 та 1.8.

Теплообмінна поверхня набрана з латунних трубок з припаяним зовні проволочено – петельним оребренням.



1 – кришка; 2 – верхня водяна камера; 3 – мембрана; 4 – корпус;
 5 – кожух; 6 – трубна система; 7 – нижня частина корпусу; 8 – нижня водяна
 камера; А, Б – вхід та вихід води; В, Г – вхід та вихід масла.

Рисунок 1.7 – Маслоохолоджувач М-540



1 – кришка; 2 – верхня водяна камера; 3 – трубна система; 4 – корпус; 5 – додатковий роз'єм; 6 – нижня водяна камера; 7 – термометр; 8 – внутрішній кожух; 9 – дерев'яні вставки; А, Б – вхід та вихід масла; В, Г – вхід та вихід води.

Рисунок 1.8 – Маслоохолоджувач М-240м

По воді обидва теплообмінника є двооходовими, по маслу – одноходовими. Вода рухається всередині труб, масло – в каналах, які утворені зовнішньою по верхнюю труб у пучці та поверхнею спеціальних дерев'яних профільних вставок, які закривають проміжки між сусідніми

оребреними трубами. Канали, таким чином, заповнені вітками проволоченого оребрення, що збільшує поверхню теплообміну, руйнує пограничний шар масла на поверхні труби та підвищує турбулентність потоку. Для оребрення використовується мідна проволока. Для компенсації температурних розширення трубної системи відносно корпусу в його верхній частині є лінзовий компенсатор.

1.4 Вимоги до маслоохолоджувачів

Якщо, говорити о перевагах тієї чи іншої конструкції маслоохолоджувача необхідно, перш за все, визначитися з вимогами, які пред'являються до них:

1. Вода не повинна потрапляти до масла. Потрапляння води до масла призводить до порушення режимів роботи підшипників. Для запобігання цього, конструкція апарату та система маслопостачання повинні забезпечувати більш високий тиск по маслу в апараті, що спеціально оговорюється «Правилами технічної експлуатації». Необхідно також забезпечувати завжди повне відкриття засувки на зливні води з маслоохолоджувача.

2. Масло не повинне просочуватися у охолоджуючу воду. З цією метою для забезпечення герметичності та щільності вальцованих сполучень їх припаюють. Основні елементи практично усіх конструкцій маслоохолоджувачів виконані таким чином, щоб запобігати потраплянню масла до води. Нижні трубні дошки маслоохолоджувачів, на які спирається трубна система стискається між фланцями корпусу і нижньою водяною камерою, яка служить опорою для маслоохолоджувача. Так як температура масла не може бути вищою за 70 °C при середній температурі корпусу (10...25) °C, то у випадку жорсткого кріплення до корпусу другої трубної дошки, вальцювання трубок у дошках неминуче послабне внаслідок температурних деформацій. Тому верхня водяна камера виконується плаваючою, не зв'язаною з корпусом. Небезпека потрапляння масла у воду є

однією з причин, за якою для охолодження у масло охолоджувачах не застосовують основний конденсат з турбін, а використовують систему водопостачання. Це призводить до здороження системи масло охолодження і до втрат теплоти охолодженого масла.

3. Забезпечення високих показників коефіцієнтів тепловіддачі від масла до води. Оскільки, густина масла у десятки разів вища, ніж в'язкість води, то в першу чергу ця проблема повинна вирішуватися за рахунок інтенсифікації теплообміну зі сторони масла. Тому гідравлічна схема маслоохолоджувача виконана так, що охолоджуюча вода рухається всередині гладких трубок, а масло у між трубному просторі. Система перегородок між трубного простору забезпечує зигзгообразний рух масла, близький до поперечного обтікання труб з шахматним розташуванням. Перегородки типу «диск- кільце», а також штори між ними та корпусом маслоохолоджувача забезпечують необхідне значення швидкості руху масла і відповідно коефіцієнту тепловіддачі. З метою забезпечення високих коефіцієнтів тепловіддачі по маслу і теплопередачі в цілому промисловістю освоєні інтенсифіковані маслоохолоджувачі. Фактором, який істотно впливає на теплопередачу та кінцеву температуру масла є забруднення поверхонь нагрівання. Оскільки процес забруднення поверхонь неминучий, то у самій схемі маслостачання передбачають ряд заходів, а саме встановлюють додаткові маслоохолоджувачі по відношенню до розрахункових.

4. Легкість розбирання, доступу до робочих поверхонь для ремонту і очищення. Слід особливу увагу приділити зазорам у елементах маслоохолоджувачів. Наявність технологічних зазорів між корпусом та перегородками викликає холосте протікання масла та значно впливає на теплові та гідродинамічні характеристики маслоохолоджувачів. Значне протікання масла можуть бути викликані незначними нещільностями. При наявності протікання знижується доля масла, що проходить через трубний пучок, зменшується швидкість потоку та коефіцієнт тепловіддачі. При паралельному включенні маслоохолоджувачів холосте протікання в одному з

них негативно вплине і на інші, так як внаслідок нещільностей зменшується коефіцієнт гідравлічного опору маслоохолоджувача, а це, приводить до збільшення витрати через охолоджувач. Зниження холостого перетікання досягається різними способами: встановленням внутрішніх кожухів, при вареннях металевих кілець до перегородок, застосування полімерних ущільнювачів, прокладок.

1.5 Принципова схема включення маслоохолоджувачів у систему мало постачання стаціонарних паротурбінних установок

Розглянемо принципову схему циркуляційного мало постачання (див. рис. 1.9).

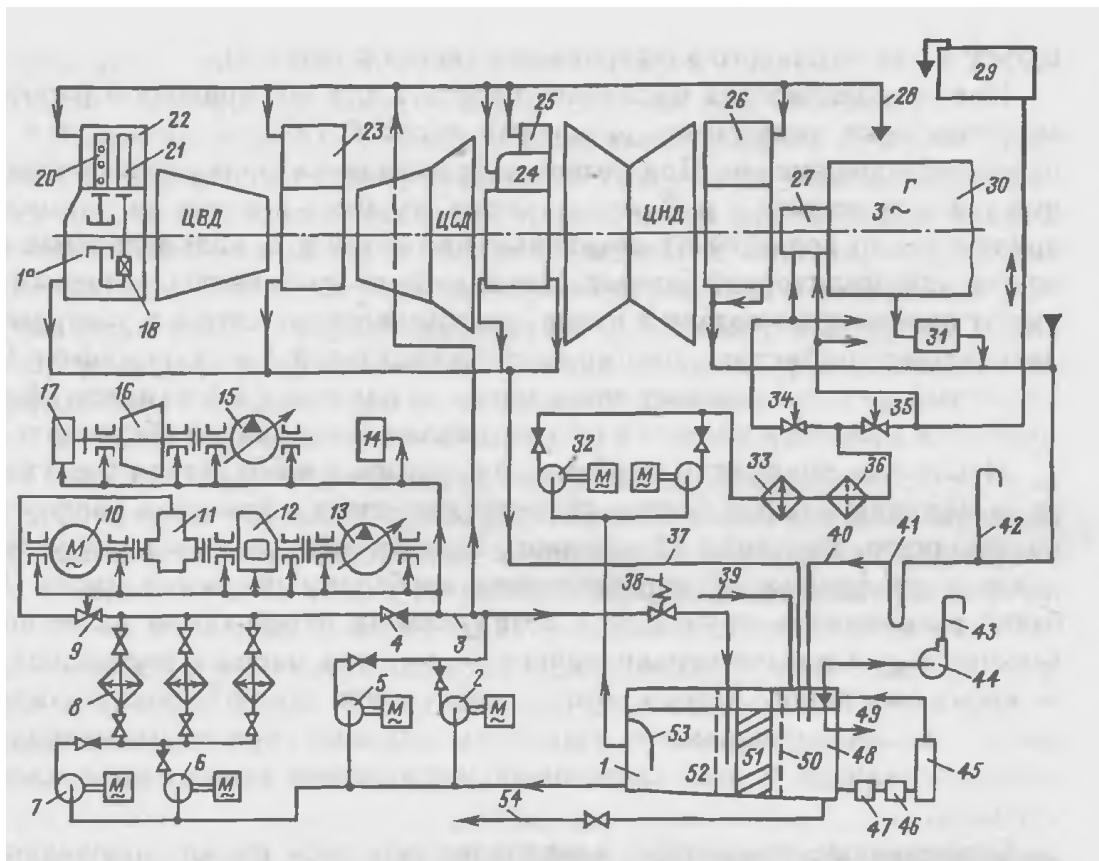


Рисунок 1.9 – Схема маслопостачання стаціонарного енергетичного блоку

Масло з залізничної цистерни 1 подається у баки 2 та 3 насосом 4. Для попереднього подавання масла застосовується ручний насос 5. Перед насосом 4 встановлено сітчастий фільтр 6 для очищення масла від механічних домішок. Бак 7 призначений для прийманні відпрацьованого масла від турбін. З баків 2 та 3 масло потрапляє до витратного баку чистого масла 8. З витратного баку воно подається насосом 9 до машинного залу станції. Перед насосом 9 також встановлено сітчастий фільтр 10 для додаткового очищення масла від механічних домішок. Відпрацьоване масло потрапляє до ємності 7, потім до напірного баку брудного масла 11 і далі направляється на очищення. Очищення масла проводиться за допомогою грязьового фільтру 12, який встановлено перед масляним насосом 13, що перекачує масло до фільтрпресу 14 для очищення від механічних суспензій і далі до центробіжного сепаратору 15. Потім масло за допомогою насосу 16 подається до електропідігрівача 17 для відгонки летючих фракцій, які відсмоктуються вакуумним насосом 18. Для очищення масла при зливанні з баків застосовуються 2 адсорбери 19. Масло після проходження адсорберів збирається у бак прийому 20.

Розглянемо більш детально схему циркуляційного маслопостачання паротурбінної установки сучасного енергетичного блоку.

Масло з головного баку 1 центробіжним насосом 7 подається через маслоохолоджувачі 8 до напірного колектору 3, звідки воно розподіляється на змазування підшипників 19, 23, 24 головної турбіни 26, генератора 28, турбіни 16 та живільних насосів 13, 15, на змазування допоміжних механізмів (резервного збуджувача 14, валоповоротного пристрою 25), до системи регулювання 17 турбонасоса та гідромуфту 11 електронасосу (через клапан 9).

При неполадках масляного насосу 7 або його приводу до роботи автоматично включається резервний насос 6. Зазвичай насоси 6 та 7 працюють поперемінно. При втраті напруги на шинах власних потреб, коли насоси 6 та 7 відключаються турбіна ведеться на зупинення, причому масло

подається до аварійних насосів 2 та 5, які підключені до шин акумуляторної батареї.

Масло до підшипників турбіни, генератора та збуджувача потрапляє з індивідуальних баків 22, які розташовані у кришках картерів підшипників. На лінії 21 основного підводу масла до вкладишу встановлено діафрагму 18, яка визначає витрату масла. У баку розташовано трубку 20 з дозуючими отворами на її поверхні для подавання органічної кількості масла до підшипників під час аварійної ситуації.

Сучасні генератори електричного струму мають водневе охолодження обмоток. Для запобігання прориву водню назовні генератор 30 оснащено системою масляних ущільнювачів. Ця система містить автономні насоси 32, маслоохолоджувач 33, фільтр 36, регулятори тиску ущільнюючого та притискного масла 35, 34, демпферний бак 29, який виконує тіж функції, що і індивідуальні баки 22 для підшипників турбіни та генератора, ущільнення 27 вала генератору, зливні маслопроводи з гідравлічними затворами 31 та 41.

Масло, що циркулює через виконуючий елемент нагрівається, змішується з повітрям, обводнюється, окислюється, забруднюється шламом та іншими домішками. Відпрацьоване масло зливається до колекторів 37, 39, 40 та потрапляє до відсіку 48 для «брудного масла» у бак 1. В цьому баку встановлені плоскі відсіки 50 для попереднього його очищення, аварійний перелив 49, багатоярусний пакет нахильних перегородок 51 для інтенсифікації виділення позирків повітря та осадження домішок, плоскі сітки 52 для кінцевої фільтрації масла, захисний козирок 53 для попередження захвату вспіненого масла з верхній шарів баку. Надлишок масла повертається в бак через клапан скидання 38, який автоматично підтримує постійний тиск. Таке масло раніше пройшло очищення, фільтрацію та охолодження, тому його направляють до «чистого» відсіку або у проміжок між пакетом 51 та фільтром 52.

Шлам, вода, механічні домішки, що виділяються з масла, зповзає по нахиленому днищу у нижню точку баку, звідки періодично видаляється. До

цієї точки приєднано лінію 54 для аварійного спорожнення масла та маслоочищувальна машина, яка вміщує центр обіжний сепаратор 47, електропідігрівач з вакуумним бачком, фільтрпрес 46. Іноді підключається адсорбер 45 для безперервної регенерації масла. Зазвичай адсорбер знаходиться на відгалуженні від масляної магістралі перед маслоохолоджувачами 8.

Для видалення з масла газів застосовують центр обіжний вентилятор 44 та атмосферну трубу 43. Для того щоб вентилювати зливні маслопроводи генератору, застосовують другий аналогічний вентилятор та труба 42 для аварійного випуску водню у атмосферу.

Схема масляних комунікацій ускладнюється при об'єднанні системи мастил та регулювання, які пред'являють жорсткі вимоги до чистоти масла. Шлам, продукти окислення масла, іржа викликають явище застійної нечутливості, закупорюють дросельні шайби. Повітря, що міститься у маслі у вигляді бульбашок знижує швидкість передачі гідравлічних імпульсів, викликає пульсацію тиску у проточних лініях, зменшує запас стійкості системи регулювання. Сама система може нагрівати масло, вспінювати та обводнювати його. Таким чином, в процесі експлуатації конкретних вузлів паротурбінної установки відбувається погіршення якості масла, яке викликане недосконалістю конструкції підшипників, ущільнювачів, гідромуфт та регуляторів.

2 АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОХОЛОДЖУВАЧІВ МАСЛА ТЕС

2.1 Тепловий розрахунок маслоохолоджувачів

Як і для всіх теплообмінних апаратів, теплові розрахунки маслоохолоджувачів можуть бути повірочними або конструкторськими.

Метою конструкторського розрахунку маслоохолоджувача є знаходження за номінальними параметрами системи маслопостачання площі поверхні охолодження, а також розмірів основних деталей апарата.

Метою повірочного розрахунку є визначення кінцевих параметрів основного теплоносія – масла та основної характеристики вже встановленого на станції або спроектованого охолоджувача – площі поверхні охолодження.

Оскільки маслоохолоджувачі є елементами допоміжного обладнання загальної схеми маслопостачання турбоустановок, то їх продуктивності зазвичай не розраховуються.

Маслоохолоджувачі стаціонарних паротурбінних установок відносяться до класу рекуперативних теплообмінних апаратів, працюють у неперервному тепловому режимі та характеризуються малою тепловою інерційністю. Основними рівняннями для теплового розрахунку є рівняння теплового балансу та теплопередачі. На практиці для визначення теплового навантаження використовують рівняння теплового балансу, а для знаходження площі поверхні теплообміну – рівняння теплопередачі.

Холодний теплоносій (вода) отримує теплоту від гарячого теплоносія (масла). З урахуванням втрат у навколишнє середовище рівняння теплового балансу для двох теплоносіїв маслоохолоджувача має вид

$$Q = G_M \cdot c_{pM} \cdot (t_{1M} - t_{2M}) + Q_{\text{втрат}} = G_B \cdot c_{pB} \cdot (t_{2B} - t_{1B}).$$

Кількість теплоти, що віддається від масла до води на навколишнього середовища, Вт

$$Q = G_M \cdot c_{pM} \cdot (t_{1M} - t_{2M}) + Q_{\text{втрат}},$$

де G_M – витрата масла в маслоохолоджувачі, кг/с;

c_{pM} – питома теплоємність масла при середній температурі, кДж/(кг·К);

$Q_{\text{втрат}}$ – кількість теплоти, що віддається поверхньою апарата до навколишнього середовища.

Середня температура масла у маслоохолоджувачі, °С

$$\bar{t}_M = \frac{t_{1M} + t_{2M}}{2},$$

де t_{1M} – температура масла перед охолоджувачем, °С;

t_{2M} – температура масла після охолоджувача, °С.

Визначення втрат теплоти внаслідок відсутності теплової ізоляції на корпусі маслоохолоджувача, Вт

$$Q_{\text{втрат}} = \alpha_K \cdot F_K \cdot \Delta t,$$

де α_K – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні маслоохолоджувача до зовнішнього повітря у машинному залі, Вт/(м²·К);

F_K – площа зовнішньої поверхні, м²;

Δt – різниця температур зовнішньої поверхні маслоохолоджувача та зовнішнього повітря, °С.

Температуру повітря приймають (20...25) °С, якщо маслоохолоджувач встановлено у машинному залі.

Значення коефіцієнту тепловіддачі для машинних залів електростанцій приймається (8...10) Вт/(м²·К). В практичних розрахунках величиною теплових втрат можна знехтувати.

Кількість теплоти, що сприймається водою, Вт

$$Q = G_B \cdot c_{pB} \cdot (t_{2B} - t_{1B}),$$

де G_B – витрата води в маслоохолоджувачі, кг/с;

c_{pB} – питома теплоємність води при середній температурі, кДж/(кг·К).

t_{1B}, t_{2B} – початкова та кінцева температура води, °С.

Збільшення температури води у маслоохолоджувачі не перевищує (3...4) °С, тому значення c_{pB} може прийматися при температурі t_{1B} .

У кожухотрубних масло охолоджувачах масло рухається у між трубному просторі, а вода – всередині труб. Таке конструктивне рішення викликано забрудненістю води для охолодження і як наслідок необхідністю періодичного чищення поверхонь нагрівання. По друге, встановлення у між трубному просторі направляючих перегородок типу «диск- кільце» або сегментного типу дозволяє отримати практично поперечне омивання потоком масла трубного пучка, що є більш ефективним. І, на кінець, є можливість інтенсифікації процесів теплообміну при порівняно невеликих гідравлічних втратах.

У [9] введено поняття кратності охолодження

$$m = \frac{G_B}{G_M}.$$

Рекомендовано обирати кратність охолодження (1,6...2).

Тоді витрата води, кг/с

$$G_B = m \cdot G_M.$$

Температура охолоджуючої води у маслоохолоджувачі збільшиться на

$$\Delta t_B = \frac{Q}{G_B \cdot c_{pB}}.$$

При цьому температура води на виході, °С

$$t_{2B} = t_{1B} + \Delta t_B.$$

Незалежно від схеми руху теплоносіїв середній логарифмічний температурний напір у охолоджувачі, °С

$$\overline{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{(t_{1M} - t_{2B}) - (t_{2M} - t_{1B})}{\ln \frac{(t_{1M} - t_{2B})}{(t_{2M} - t_{1B})}} \varepsilon_{\Delta t},$$

де $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочний коефіцієнт, значення якого залежить від схеми руху теплоносіїв.

Коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta t}$ є функцією температур вхідних та вихідних потоків рідини.

Одним з етапів теплового розрахунку є визначення кінцевих температур теплоносіїв. В загальному випадку характер зміни температур гарячого та холодного теплоносіїв є нелінійним та залежить від схеми руху теплоносіїв, площі поверхні теплообміну та співвідношення між водяними еквівалентами потоків масла і води (W_M, W_B).

Для визначення кінцевих температур однофазних теплоносіїв, які рухаються за прямоточною схемою можна використовувати наступне рівняння

$$t_{2M} = t_{1M} - (t_{1M} - t_{1B}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_M} \left(1 + \frac{W_M}{W_B} \right) \right]}{1 + \frac{W_M}{W_B}},$$

$$t_{2B} = t_{1B} - (t_{1M} - t_{1B}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_M} \left(1 + \frac{W_M}{W_B} \right) \right]}{1 + \frac{W_M}{W_B}}.$$

Для протиточної схеми кінцеві температури теплоносіїв, °С

$$t_{2M} = t_{1M} - (t_{1M} - t_{1B}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_M} \left(1 + \frac{W_M}{W_B} \right) \right]}{1 + \frac{W_M}{W_B}},$$

$$t_{2B} = t_{1B} - (t_{1M} - t_{1B}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_M} \left(1 + \frac{W_M}{W_B} \right) \right]}{1 + \frac{W_M}{W_B}}.$$

При незначних коливаннях температур гарячого та холодного теплоносіїв приймається лінійна зміна температур за довжиною поверхні теплообміну. Тоді формули для визначення кінцевих температур теплоносіїв

$$t_{2M} = t_{1M} - \frac{Q_B}{W_M},$$

$$t_{2B} = t_{1B} + \frac{Q_B}{W_M}.$$

Кількість теплоти, що сприймається водою, Вт

$$Q_B = \frac{t_{1M} - t_{1B}}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_M} + \frac{1}{2W_B}}.$$

2.2 Повірочний розрахунок маслоохолоджувача МБ-63-90

Вихідні дані:

– марка масла – турбінне 22;

- об'ємна витрата масла $G_M = 0,022 \text{ м}^3/\text{с}$;
- початкова температура масла $t_{1M} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$;
- початкова температура води $t_{1B} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- номінальна кінцева температура масла $t_{2M} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$;
- кратність охолодження $m = 1,6$;
- зовнішній діаметр труб $d_3 = 0,016 \text{ м}$;
- внутрішній діаметр труб $d_B = 0,014 \text{ м}$;
- схема руху – перехресна течія;
- тип оребрення – гладкі труби;
- матеріал труб – латунь;
- конструкція перегородок – «диск-кільце»;
- тип зазорів – неущільнені;
- число ходів води $n_B = 4$;
- крок труб по глибині пучка $s_2 = 0,0173 \text{ м}$;
- число шестикутників у пучку труб $z_x = 10$;
- середня розрахункова площа перетину для проходження масла в одному ході $f_M = 0,032 \text{ м}^2$;
- площа прохідного перетину для води в одному ході $f_B = 0,022 \text{ м}^2$;
- площа поверхні теплообміну $F = 63 \text{ м}^2$.

Витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$

$$G_B = m \cdot G_M,$$

$$G_B = 1,6 \cdot 0,022 = 0,0352.$$

Середня швидкість води, $\text{м}/\text{с}$

$$\omega_B = \frac{G_B}{f_B},$$

$$\omega_B = \frac{0,0352}{0,022} = 1,6.$$

Середня швидкість масла, м/с

$$\omega_M = \frac{G_M}{f_M},$$

$$\omega_B = \frac{0,022}{0,032} = 0,69.$$

Переходимо до ітераційної процедури визначення кінцевого результату – площі поверхні теплообміну та кінцевої температури масла.

Задаємося у першому наближенні значенням температури масла $t_{2M} = 44,5$ °С і крок ітерації $h_t = 0,5$ °С.

Середня температура масла у охолоджувачі, °С

$$\bar{t}_M = \frac{t_{1M} + t_{2M}}{2} = \frac{55 + 44,5}{2} = 49,75.$$

Розрахуємо значення теплофізичних параметрів масла при \bar{t}_M .

Щільність, кг/м³

$$\rho_M = 890,7 - 0,626t,$$

$$\rho_M = 890,7 - 0,626 \cdot 49,75 = 859,26.$$

Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$$\lambda_M = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4}t,$$

$$\lambda_M = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 49,75 = 0,1274.$$

Питома теплоємність, кДж/(кг·К)

$$c_{pM} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2}t,$$

$$c_{pM} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 49,75 = 1,9602.$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с

$$\nu_M = \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6},$$

$$\nu_M = \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(49,75 + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = 2,24 \cdot 10^{-5}.$$

Коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с

$$\mu_M = \nu_M \cdot \rho_M,$$

$$\mu_M = 2,24 \cdot 10^{-5} \cdot 859,26 = 0,0192.$$

Кількість теплоти, що віддається маслом, Вт

$$Q_M = G_M \cdot c_{pM} \cdot \rho_M \cdot (t_{1M} - t_{2M}),$$

$$Q_M = 0,022 \cdot 1,9602 \cdot 859,26 \cdot (55 - 44,5) = 389079,4.$$

Задаємося значенням середньої температури холодного теплоносія у маслоохолоджувачі, °С

$$\bar{t} = t_{1B} = 33.$$

Температура води на виході з маслоохолоджувача, °С

$$t_{2B} = \frac{Q_M + G_B \cdot c_{pB} \cdot \rho_B \cdot t_{1B}}{G_B \cdot c_{pB} \cdot \rho_B},$$

$$t_{2B} = \frac{389079,4 + 0,0352 \cdot 4176,6 \cdot 993,9 \cdot 33}{0,0352 \cdot 4176,6 \cdot 993,9} = 35,66.$$

Уточнюємо значення середньої температури води у маслоохолоджувачі, °С

$$\bar{t}_B = \frac{t_{1B} + t_{2B}}{2} = \frac{33 + 35,66}{2} = 34,33.$$

Значення теплофізичних характеристик води при температурі \bar{t}_B :

Щільність, кг/м³

$$\rho_B = 993,9.$$

Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$$\lambda_B = 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2}t - 0,1278 \cdot 10^{-4}t^2,$$

$$\lambda_B = 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2} \cdot 34,33 - 0,1278 \cdot 10^{-4} \cdot 34,33^2 = 0,6252.$$

Питома теплоємність, кДж/(кг·К)

$$c_{pM} = 4,1766.$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с

$$\nu_M = \{ \exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(t + 273)]) - 0,87 \} \cdot 10^{-6},$$

$$\nu_M = \{ \exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(34,33 + 273)]) - 0,87 \} \cdot 10^{-6} = 7,4 \cdot 10^{-7},$$

Число Прандтля

$$Pr_B = 4,93.$$

Коефіцієнт тепловіддачі по воді, Вт/(м²·К)

$$\alpha_B = \frac{\lambda_B}{d_{BH}} 0,021 \left(\frac{w_B \cdot d_{BH}}{\nu_B} \right)^{0,8} Pr_B^{0,43},$$

$$\alpha_B = \frac{0,6252}{0,014} 0,021 \left(\frac{1,6 \cdot 0,014}{7,4 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} 4,93^{0,43} = 7139,6.$$

Значення параметрів P та R для перехресної схеми руху теплоносіїв

$$P = \frac{t_{2B} - t_{1B}}{t_{1M} - t_{1B}} = \frac{35,66 - 33}{55 - 33} = 0,121,$$

$$R = \frac{t_{1M} - t_{2M}}{t_{2B} - t_{1B}} = \frac{55 - 44,5}{35,66 - 33} = 3,95.$$

За номограмами визначаємо поправочний коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta t} = 0,863$.

Середній температурний напір, °С

- для перехресної схеми руху теплоносіїв

$$\overline{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{(55 - 35,66) - (44,5 - 33)}{\ln \frac{(55 - 35,66)}{(44,5 - 33)}} \cdot 0,863 = 13.$$

- для протитечії

$$\overline{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{(55 - 35,66) - (44,5 - 33)}{\ln \frac{(55 - 35,66)}{(44,5 - 33)}} = 15.$$

- для прямотечії

$$\overline{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{(55 - 33) - (44,5 - 35,66)}{\ln \frac{(55 - 33)}{(44,5 - 35,66)}} = 15.$$

Коефіцієнт тепловіддачі по маслу, Вт/(м²·К)

- для перехресної схеми руху теплоносіїв

$$\alpha_M = \frac{\lambda_M}{d_3} 0,354 \left(\frac{w_M \cdot d_3}{\nu_M} \right)^{0,6} Pr_M^{0,33} \cdot \left(\frac{S_2}{d_3} \right)^{-\frac{1}{6}} \cdot \left(\frac{\mu_M}{\mu_{CT}} \right)^{0,14} \cdot C_Z,$$

$$\alpha_M = \frac{0,1274}{0,016} 0,354 \left(\frac{0,69 \cdot 0,016}{2,24 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} 296,13^{0,33} \cdot \left(\frac{0,0173}{0,016} \right)^{-\frac{1}{6}} \cdot \left(\frac{0,0192}{0,0414} \right)^{0,14} \cdot 0,9531 = 641,45.$$

Для прямотечії та протитечії

$$\alpha_M = \frac{\lambda_M}{d_3} 0,021 \left(\frac{w_M \cdot d_3}{\nu_M} \right)^{0,8} Pr_M^{0,43},$$

$$\alpha_M = \frac{0,1274}{0,016} 0,021 \left(\frac{0,69 \cdot 0,016}{2,24 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} 296,13^{0,43} = 275,2.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_3}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_3}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_3}{d_{\text{вн}}}},$$

- для перехресної течії

$$k = \frac{1}{\frac{1}{641,45} + \frac{0,016}{2 \cdot 93} \ln \frac{0,016}{0,014} + \frac{1}{7139,56} \frac{0,016}{0,014}} = 577,86.$$

- для прямиотечії та протитечії

$$k = \frac{1}{\frac{1}{275,2} + \frac{0,016}{2 \cdot 93} \ln \frac{0,016}{0,014} + \frac{1}{7139,56} \frac{0,016}{0,014}} = 260,8.$$

Площа поверхні теплообміну, м²

$$F = \frac{1,25 \cdot Q_{\text{м}}}{\Delta t_{\text{лог}} \cdot k},$$

де 1,25 – коефіцієнт, що враховує забруднення труб маслоохолоджувача.

- для перехресної течії

$$F = \frac{1,25 \cdot 389079}{13,015 \cdot 577,86} = 64,67.$$

- для прямиотечії та протитечії

$$F = \frac{1,25 \cdot 389079}{15 \cdot 260,8} = 124,3.$$

Із розрахунків бачимо, що площа поверхні теплообміну при використанні перехресної схеми руху теплоносіїв менше, ніж при прототечії та протитечії. Тому для впровадження пропонується саме перехресна течія.

Відомо, що для інтенсифікації теплообміну необхідно розробити заходи для підвищення меншого з коефіцієнтів тепловіддачі в рівнянні коефіцієнту теплопередачі. Тому, необхідно підвищити коефіцієнт тепловіддачі зі сторони масла. Цього можна досягти збільшуючи швидкість руху теплоносія.

Виконаємо дослідження впливу кратності охолодження на поверхню теплообміну.

Результати досліджень представлено на рисунку 2.1.

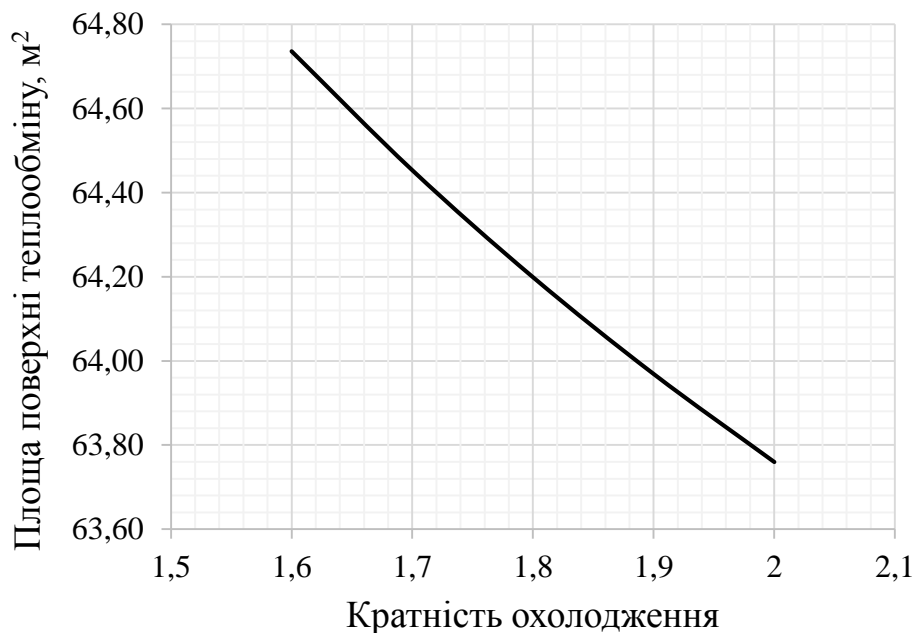


Рисунок 2.1 – Залежність площі поверхні теплообміну від кратності охолодження

З рисунку 2.1 видно, що збільшення кратності охолодження призводить до зменшення площі поверхні теплообміну.

Проведено також серію розрахунків по дослідженню впливу витрати теплоносія на інтенсифікацію теплообміну у маслоохолоджувачі при

максимальній кратності охолодження ($m=2$). Результати представлені на рисунках 2.2 та 2.3.

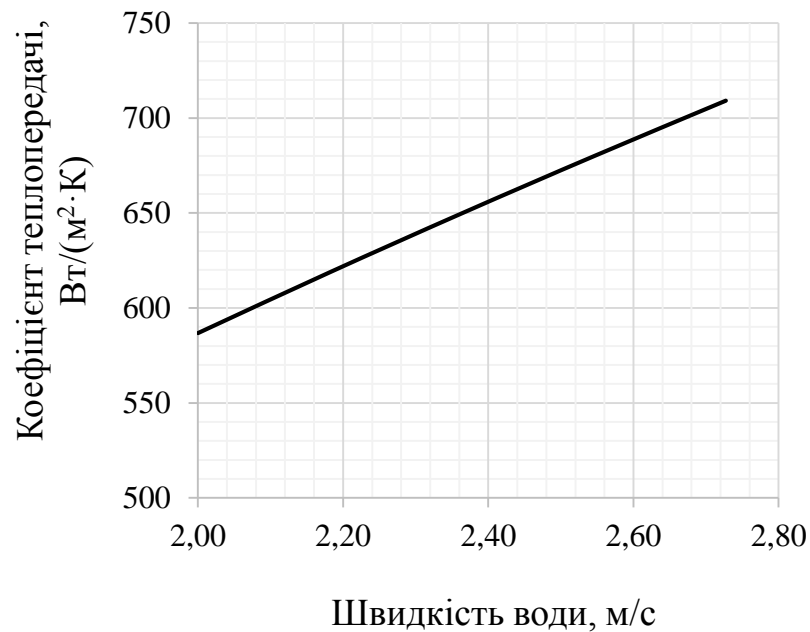


Рисунок 2.2 – Залежність коефіцієнту теплопередачі від швидкості води

З рисунку 2.2. видно, що збільшення швидкості в 1,4 рази призводить до збільшення коефіцієнту теплопередачі з 586 Вт/(м²·К) до 709 Вт/(м²·К).

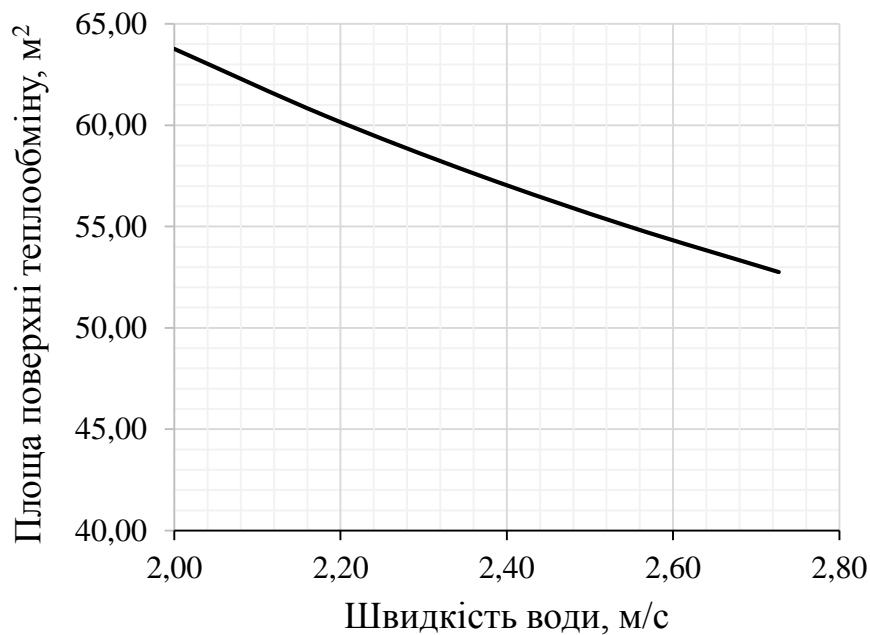


Рисунок 2.3 – Зміна площі поверхні теплообміну від швидкості води

З рисунку 2.3 видно, що при збільшенні швидкості площа поверхні істотно зменшується. Так, збільшивши швидкість до 2,8 м/с можна зменшити площу поверхні теплообміну майже на 10 м².

Одним з методів інтенсифікації теплообміну є оребрення поверхонь теплообміну.

2.3 Повірочний розрахунок маслоохолоджувача М-540

Вихідні дані:

- марка масла – турбінне 22;
- об'ємна витрата масла $G_M = 0,092 \text{ м}^3/\text{с}$;
- початкова температура масла $t_{1M} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$;
- початкова температура води $t_{1B} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- номінальна кінцева температура масла $t_{2M} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$;
- кратність охолодження $m = 0,91$;
- зовнішній діаметр труб $d_3 = 0,016 \text{ м}$;
- внутрішній діаметр труб $d_B = 0,014 \text{ м}$;
- схема руху – перехресна течія;
- тип оребрення – проволочно – петляне;
- матеріал труб – латунь;
- тип зазорів – неущільнені;
- число ходів води $n_B = 4$;
- середня розрахункова площа перетину для проходження масла в одному ході $f_M = 0,0307 \text{ м}^2$;
- площа прохідного перетину для води в одному ході $f_B = 0,05 \text{ м}^2$;
- зовнішній діаметр оребрення $D_{op} = 0,044 \text{ м}$.

Витрата води, м³/с

$$G_B = m \cdot G_M,$$

$$G_B = 0,092 \cdot 0,91 = 0,0837.$$

Середня швидкість води, м/с

$$\omega_B = \frac{G_B}{f_B},$$

$$\omega_B = \frac{0,0837}{0,05} = 1,67.$$

Середня швидкість масла, м/с

$$\omega_M = \frac{G_M}{f_M},$$

$$\omega_B = \frac{0,092}{0,0307} = 0,299.$$

Переходимо до ітераційної процедури визначення кінцевого результату – площі поверхні теплообміну та кінцевої температури масла.

Задаємося у першому наближенні значенням температури масла $t_{2M} = 44$ °С і крок ітерації $h_t = 0,5$ °С.

Середня температура масла у охолоджувачі, °С

$$\bar{t}_M = \frac{t_{1M} + t_{2M}}{2} = \frac{55 + 44}{2} = 49,5.$$

Розрахуємо значення теплофізичних параметрів масла при \bar{t}_M .

Щільність, кг/м³

$$\rho_M = 890,7 - 0,626t,$$

$$\rho_M = 890,7 - 0,626 \cdot 49,5 = 859,42.$$

Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$$\lambda_M = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4}t,$$

$$\lambda_M = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 49,5 = 0,1274.$$

Питома теплоємність, кДж/(кг·К)

$$c_{pM} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2}t,$$

$$c_{pM} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 49,5 = 1,9593.$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с

$$\nu_M = \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6},$$

$$\nu_M = \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(49,5 + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = 2,26 \cdot 10^{-5}.$$

Коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с

$$\mu_M = \nu_M \cdot \rho_M,$$

$$\mu_M = 2,24 \cdot 10^{-5} \cdot 859,42 = 0,0195.$$

Кількість теплоти, що віддається маслом, Вт

$$Q_M = G_M \cdot c_{pM} \cdot \rho_M \cdot (t_{1M} - t_{2M}),$$

$$Q_M = 0,092 \cdot 1,9593 \cdot 859,26 \cdot (55 - 44) = 1704089$$

Задаємося значенням середньої температури холодного теплоносія у маслоохолоджувачі, °С

$$\bar{t} = t_{1B} = 33.$$

Температура води на виході з маслоохолоджувача, °С

$$t_{2B} = \frac{Q_M + G_B \cdot c_{pB} \cdot \rho_B \cdot t_{1B}}{G_B \cdot c_{pB} \cdot \rho_B},$$

$$t_{2B} = \frac{1704089 + 0,0837 \cdot 4177,2 \cdot 994,3 \cdot 33}{0,0837 \cdot 4177,2 \cdot 994,3} = 37,9.$$

Уточнюємо значення середньої температури води у маслоохолоджувачі, °С

$$\bar{t}_B = \frac{t_{1B} + t_{2B}}{2} = \frac{33 + 37,9}{2} = 35,45.$$

Значення теплофізичних характеристик води при температурі \bar{t}_B :

Щільність, кг/м³

$$\rho_B = 993,57.$$

Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$$\lambda_B = 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2}t - 0,1278 \cdot 10^{-4}t^2,$$

$$\lambda_B = 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2} \cdot 35,45 - 0,1278 \cdot 10^{-4} \cdot 35,45^2 = 0,6271.$$

Питома теплоємність, кДж/(кг·К)

$$c_{pM} = 4,1766.$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с

$$\nu_M = \{ \exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(t + 273)]) - 0,87 \} \cdot 10^{-6},$$

$$\nu_M = \{ \exp(\exp[33,23 - 5,93 \ln(35,45 + 273)]) - 0,87 \} \cdot 10^{-6} = 7,3 \cdot 10^{-7},$$

Число Прандтля

$$Pr_B = 4,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі по воді, Вт/(м²·К)

$$\alpha_B = \frac{\lambda_B}{d_{BH}} 0,021 \left(\frac{w_B \cdot d_{BH}}{\nu_B} \right)^{0,8} Pr_B^{0,43},$$

$$\alpha_B = \frac{0,6271}{0,014} 0,021 \left(\frac{1,6 \cdot 0,014}{7,3 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} 4,8^{0,43} = 7476,547.$$

Значення параметрів P та R для перехресної схеми руху теплоносіїв

$$P = \frac{t_{2B} - t_{1B}}{t_{1M} - t_{1B}} = \frac{37,9 - 33}{55 - 33} = 0,22,$$

$$R = \frac{t_{1M} - t_{2M}}{t_{2B} - t_{1B}} = \frac{55 - 44,5}{37,9 - 33} = 2,24.$$

За номограмами визначаємо поправочний коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta t} = 0,8395$.

Середній температурний напір, °С

- для змішаної схеми руху теплоносіїв

$$\overline{\Delta t}_{\log} = \frac{(55 - 37,9) - (44 - 33)}{\ln \frac{(55 - 37,9)}{(44 - 33)}} \cdot 0,8395 = 11,6.$$

- для протитечії

$$\overline{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{(55 - 37,9) - (44 - 33)}{\ln \frac{(55 - 37,9)}{(44 - 33)}} = 14,05.$$

- для прямої течії

$$\overline{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{(55 - 33) - (44 - 37,9)}{\ln \frac{(55 - 33)}{(44 - 37,9)}} = 12,4.$$

Коефіцієнт тепловіддачі по маслу, Вт/(м²·К)

- для перехресної схеми руху теплоносіїв

$$\alpha_M = \frac{\lambda_M}{d_3} 0,354 \left(\frac{w_M \cdot d_3}{\nu_M} \right)^{0,6} Pr_M^{0,33} \cdot \left(\frac{S_2}{d_3} \right)^{-\frac{1}{6}} \cdot \left(\frac{\mu_M}{\mu_{CT}} \right)^{0,14} \cdot C_Z,$$

$$\alpha_M = \frac{0,1274}{0,028} 2,94 \left(\frac{0,299 \cdot 0,028}{2,26 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,395} 229,23^{0,3} = 765,44.$$

Для прямої та протитечії

$$\alpha_M = \frac{\lambda_M}{d_3} 0,021 \left(\frac{w_M \cdot d_{\text{ЕКВ}}}{\nu_M} \right)^{0,8} Pr_M^{0,43},$$

$$\alpha_M = \frac{0,1274}{0,028} 0,021 \left(\frac{0,299 \cdot 0,028}{2,24 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} 296,13^{0,43} = 126,2.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_3}{2\lambda_{CT}} \ln \frac{d_3}{d_{\text{ВН}}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_3}{d_{\text{ВН}}}},$$

- для змішаної схеми

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7676,5} + \frac{1}{2 \cdot 93} \ln \frac{0,016}{0,014} + \frac{1}{765,4}} = 345,3.$$

- для прямиотечії та протитечії

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7676,5} + \frac{1}{2 \cdot 93} \ln \frac{0,016}{0,014} + \frac{1}{126,2}} = 114.$$

Площа поверхні теплообміну, м²

$$F = \frac{1,25 \cdot Q_M}{\Delta t_{\text{лог}} \cdot k},$$

де 1,25 – коефіцієнт, що враховує забруднення труб маслоохолоджувача.

- для змішаної схеми

$$F = \frac{1,25 \cdot 1704089}{11,6 \cdot 345,3} = 531,8.$$

- для прямиотечії

$$F = \frac{1,25 \cdot 1704089}{12,4 \cdot 114} = 1507$$

- для протитечії

$$F = \frac{1,25 \cdot 1704089}{14,05 \cdot 114} = 1330.$$

Із розрахунків бачимо, що площа поверхні теплообміну при використанні змішаної схеми руху теплоносіїв менше, ніж при прямотечії та протитечії у 3 рази, тому для рекомендовано до впровадження змішана схема руху теплоносіїв.

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Запорізька ТЕС, як і всі електростанції, відноситься до об'єктів підвищеної небезпеки, на якому експлуатуються парові котли, посудини, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, трубопроводи пари та гарячої води з тиском вище 0,07 МПа і температурою вище 115 °С, електроустаткування, вантажнопід'ємні механізми. В процесі виробництва електроенергії використовують горючі гази, масла, кислоти, луги та інші речовини.

При виробництві пари мають місце шкідливі виробничі фактори, які мають прямий або непрямий вплив на умови праці робітників. До числа цих факторів у котельному цеху відносяться: теплові випромінювання, різні шуми та вібрація, наявність частин насосних установок, що обертаються, можливі витіки газу у приміщення котельні.

Джерелами теплового випромінювань у котельному цеху в основному є обмурування котла, нагріте до високої температури, неізольовані або погано ізольовані ділянки паропроводу.

Під впливом теплового випромінювання у людини спостерігається різке почастишання серцебиття, підвищення максимального і зниження мінімального артеріального тиску, почастишання дихання, підвищення температури тіла і посилення потовиділення.

Під час технологічного процесу вироблення пари в навколишнє середовище котельні можуть виділятися шкідливі газоподібні речовини.

У повітря робочої зони потрапляють такі газоподібні речовини: CO, SO₂, NO₂ і ін. Оксид вуглецю (II) є продуктом неповного згоряння палива. CO надходить в організм людини через дихальні шляхи. Через утворення карбоксигемоглобіну різко знижується здатність крові переносити кисень до тканин, може наступити кисневе голодування. Головним чином, це впливає на функції центральної нервової системи. Сірчаний ангідрид має подразливу

дію. При контакті з біологічними органами він викликає запальну реакцію, причому в першу чергу страждають органи дихання, шкіра і слизові оболонки очей.

Діоксид азоту потрапляє в організм через дихальні шляхи і утворює в крові метгемоглобін. У робітників може виникнути кашель, задуха. У важких випадках може розвинутися набряк легень. Спостерігаються також головні болі, серцева слабкість.

Оцінка факторів виробничого середовища і трудового процесу наведена в таблиці 4.1.

Таблиця 3.1 - Оцінка факторів виробничого середовища і трудового процесу

Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення (ГДК)	Фактичне значення	III клас: шкідливі і небезпечні умови, характер праці			Тривалість дії фактора за зміну, %
			I ступінь	II ступінь	III ступінь	
2	3	4	5	6	7	8
Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³						
I клас небезпеки						
II клас небезпеки						
III, IV клас небезпеки:						
CO	20	22	1,1	-	-	85
SO ₂	10	7,99	-	-	-	85
NO ₂	2	2,4	1,2	-	-	85

Продовження таблиці 3.1

2	3	4	5	6	7	8
Пил переважно фіброгенної дії, мг/м ³						
Кремнію діоксид кристалічний при вмісті в пилу від 2 до 10 %	4	24,79	-	-	6,2	85
Вібрація, дБ	92	96	-	4	-	100
Шум, дБ	75	88	-	13	-	100
Мікроклімат у приміщенні:						
- температура повітря, °С	18-27	31,5	-	4,5	-	85
- швидкість руху повітря, $\frac{м}{с}$	0,2-0,4	0,3	-	-	-	85
- відносна вологість повітря, %	60	54	-	-	-	85
- інфрачервоне випромінювання, $\frac{Вт}{м^2}$	100	1000	-	900	-	85
Важкість і напруженість праці	Категорія важкості - тяжка. Напруженість праці – помірно напружена.					

Умови і характер праці відносяться до III класу 3 ступеня. Робоче місце має в наявності: 2 фактора I ступеня, 4 фактора II ступеня, 1 фактор III ступеня. За показниками робоче місце слід вважати з несприятливими умовами праці.

Робота обладнання створює в котельному залі шум і вібрацію, які перевищують гранично-допустимі значення 75 дБ - для шуму і 92 дБ - для вібрації. Ці фактори негативно впливають на людину, що знаходиться поблизу даного устаткування, а також негативно впливають на опорно-руховий апарат і слух людини. Незважаючи на ефективну теплоізоляцію котлів, трубопроводів пари і газоходів, в приміщенні виділяється надлишкове тепло, що створює в теплий період року в залі котельного цеху підвищену температуру (до 31,5 °С) і ускладнює віддачу тепла людським тілом при фізичній роботі в даному приміщенні. Всі гарячі поверхні обладнання та трубопроводів у зоні обслуговування ізолювані або захищені таким чином, щоб температура зовнішньої поверхні не перевищувала 45°С.

При розробці технічного переоснащення ст.№4 Запорізької ТЕС враховувалися вимоги «Норм технологічного проектування теплових електричних станцій» ВНТП 1, БНіП II-58-75 «Електростанції теплові. Норми проектування», НАПБ В.01.034-2005/111 «Правила пожежної безпеки у компаніях, на підприємствах та в організаціях енергетичної галузі України», ГКД 34.03.105-99 «Перелік приміщень та будівель енергетичних підприємств Міненерго України з зазначенням категорій та класифікації зон по вибухопожежній безпеці», ГКД 34.20.507-2003 «правила технічної експлуатації електричних станцій та мереж», НПАОП 40.1-1.02-01 «Правила безпечної експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій та теплових мереж», «Правил техніки безпеки при обслуговуванні паливно – транспортного обладнання електростанцій», стандартів безпеки праці та інших нормативних документів.

Електростанція включена до державного реєстру об'єктів підвищеної небезпеки. При технічному переоснащенні енергоблоку не передбачається проектних рішень, якими би змінилася ступень небезпеки об'єкту.

3.2 Заходи поліпшення умов праці

Від розглянутих вище потенційно шкідливих факторів виробничого середовища в котельному цеху можуть бути вжиті наступні заходи захисту.

Для захисту від теплових випромінювань і створення необхідних умов праці застосовують: теплову ізоляцію котлів, трубопроводів пари і газоходів; загальну природну припливну вентиляцію і локальну механічну витяжну вентиляцію з використанням вентиляторів; спецодяг та інші засоби індивідуального захисту; встановлюють раціональний режим праці та відпочинку та ін.

Одним з основних заходів щодо запобігання можливого отруєння оксидом вуглецю (II), сірчистим ангідридом, діоксидом азоту та іншими газами є своєчасне виявлення місць їхнього виділення і скупчення. Необхідною умовою, щоб їх концентрація у повітрі була нижче гранично допустимої концентрації є герметизація газових об'єктів, газозахисної апаратури для ізолювання органів дихання людини від навколишнього середовища.

Розміщення теплотехнологічного обладнання в виробничих приміщеннях виконано згідно з нормами і з врахуванням застосованих транспортних засобів та забезпечує вільні проїзди та проходи для обслуговування основного та допоміжного обладнання.

Все обладнання, яке потребує в обслуговуванні на відмітці вище 1,5 м над рівнем підлоги, обладнане спеціальними обслуговуючими майданчиками з огородами; для ремонтних цілей, передбачені електричні та ручні талі.

Для виключення небезпеки травмування людей при спуску обладнання згідно до технологічних завдань передбачається звукова та світлова сигналізація пуску обладнання. Технологічне обладнання блокується на лінії, яка забезпечує порядок включення обладнання, від попереднього до послідуєчого.

Напруга загальної освітлювальної мережі 220В та 127 В, така ж напруга і в місцевої мережі. Для живлення ручних переносних ламп в відкритих місцях дозволяється застосування напруги електричного струму не більше 42В. При роботі в топках, газоходах котла та інших тісних місцях застосовується освітлення напругою не більше 12В від спеціальних трансформаторів. Для освітлення служать переносні лампи зі шнуром довжиною 25-40м. Природне, штучне та сумісне освітлення, ремонтне та аварійне освітлення задовольняють вимогам ДБН В.2.5-28-2006.

Заходи по боротьбі з шумом та вібрацією включають до себе встановлення теплової ізоляції технологічного обладнання, встановлення обладнання на вібраційну основу. Правильну балансировку частин, що обертаються. Для зниження рівня шуму та його впливу на персонал передбачається:

- керування обладнанням здійснюється з шумоізованих пультових;
- захисні кожухи обладнання ізовані звукопоглинаючими матеріалами;
- вентилятори встановлюються на віброізоляторах та розташовуються в спеціально відведених приміщеннях;
- приєднання к вентиляторам повітроводів здійснюється за допомогою гнучких вставок.

3.3 Виробнича санітарія

Використовуючи дані таблиці 3.1 можна зробити висновок, що швидкість руху повітря і відносна вологість в приміщенні знаходяться в межах норми, інфрачервоне випромінювання перевищує норму в 10 разів, а фактична температура повітря перевищує нормативну на 4,5 °С.

Приміщення цеху повинно бути освітлено таким чином, щоб забезпечити якісний монтаж котла, а при експлуатації, можливість правильної

роботи. Розряд зорової роботи IVa. Найменша освітленість при газорозрядних лампах і загальному освітленні складає 200 лк.

В котельному цеху рішення по освітленню задовольняють вимоги ДБН В.2.5-28-2006 та забезпечуються природнім освітленням крізь скляні переплети у зовнішніх стінах та штучним освітленням. Окрім загального освітлення в місцях проходів та перебування працівників у агрегатів та органів керування, а також в місцях виконання ремонтних робіт встановлюють місцеве освітлення.

З метою забезпечення нормальних санітарно – гігієнічних умов праці станції забезпечуються:

- побутовими приміщеннями, згідно санітарних норм;
- приміщеннями для обігріву;
- спецодягом, спеціальним взуттям та засобами індивідуального

захисту.

Для забезпечення чистоти повітря та нормалізації параметрів мікроклімату в виробничих приміщеннях передбачається вентиляція приміщень, а все інше обладнання, що пилить, забезпечено місцевими підсосами. В усіх приміщеннях необхідно додержуватися чистоти, регулярно проводити прибирання з видаленням пилу з усіх місць її скупчення.

3.4 Електробезпека

Встановлення та експлуатація електродвигунів, електроапаратури, освітлювальної апаратури та інших пристроїв, які використовують електроенергію, повинні відповідати вимогам «Правил будови електроустановок», «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів».

Згідно Правил будови електроустановок приміщення котельного цеху можна віднести до сухих - приміщення, у яких відносна вологість повітря не перевищує 60%, пильних - приміщення, у яких виділяється технологічний

пил у кількості, достатньої для того, щоб він проникав під кожухи електрообладнання і осідав на проводах.

З метою захисту працівників від електричного струму передбачено заземлення всього обладнання, повітроводів, комунікацій, відвід та нейтралізація зарядів статичної електрики. Кожна частина електроустановки, що підлягає заземленню або зануленню, приєднана за допомогою окремого відгалуження до мережі заземлення або занулення зваркою або болтовим з'єднанням. В якості засобів індивідуального захисту від ураження електричним струмом в електромережах з напругою до 1000 В використовують: діелектричні рукавиці, інструмент з ізольованими ручками, вказівники напруги, діелектричні галоші, гумові килимки, ізолюючі підставки.

Розрахунок захисного занулення.

Занулення - навмисне електричне з'єднання металевих неструмоведучих частин електроустановок, що можуть виявитися під напругою з глухозаземленою нейтральною точкою обмотки джерела струму в однофазних мережах і з глухозаземленою середньою точкою обмотки джерела енергії в мережах постійного струму. Якщо значення струму однофазного короткого замикання, $I_{кз}$ задовольняє значенню $I_{кз} \geq K \cdot I_{спрац}$, то при замиканні фази на занулений корпус, електроустановка, автоматично відключається.

Вихідні дані: м. Енергодар, котельний цех ТЕС. $I_{спрац} = 400$ А. $l = 200$ м.

Дійсне значення струму короткого замикання ($I_{кз}$), в якому дійсні значення опорів трансформатора і петлі фаза-нуль Z_T і Z_n складаються арифметично розраховується за формулою, А

$$I_{\phi} = \frac{U_{\phi}}{Z_T / 3 + Z_n}, \quad (3.1)$$

де Z_T - повний опір обмоток трифазного джерела струму (генератора чи трансформатора), Ом;

Z_n - повний опір петлі фаза - нуль, Ом.

Опір петлі фаза-нуль Z_n складається з ряду послідовно включених опорів і дорівнює, Ом:

$$Z_n = \sqrt{(R_\phi + R_{нз})^2 + (X_\phi + X_{нз} + X_n)^2}, \quad (3.2)$$

де R_ϕ і $R_{нз}$ - активні опори фазного і нульового захисного провідників, Ом;

X_ϕ і $X_{нз}$ - внутрішні індуктивні опори фазного і нульового захисного провідників, Ом;

X_n - зовнішній індуктивний опір петлі фаза - нуль, Ом.

Розрахункова формула впливає з виразів (3.1), (3.2) і має вигляд

$$\kappa I_{спрац} \leq \frac{U_\phi}{\frac{Z_T}{3} + \sqrt{(R_\phi + R_{нз})^2 + (X_\phi + X_{нз} + X_n)^2}} \quad (3.3)$$

Потужність трансформатора дорівнює 1000 кВ А, номінальна напруга обмоток високої напруги дорівнює 10 кВ.

По таблиці (Додаток 7) [33] знаходимо для смуги перетином 50x4 мм²

$$\text{при } \delta = \frac{I_{спрац}}{S} = \frac{400}{200} = 2 \frac{\text{А}}{\text{мм}^2},$$

r_ω - активний опір сталевих провідників, $r_\omega = 1,24$ Ом/км.

$X_\omega = 0,74$ Ом/км.

Активний опір смуги $R_{нз.}$, Ом

$$R_{нз.} = r_\omega \cdot l = 1,24 \cdot 0,2 = 0,248 \quad (3.4)$$

Лінія 380/220 В з мідними проводами 90 мм² живиться від трансформатора, потужністю 1000 кВ А.

Визначаю опір фазного і нульового захисного провідників R_{ϕ} , X_{ϕ} , $R_{н.з.}$, $X_{н.з.}$, $X_{п}$ на ділянці лінії $l = 200$ м

$$R = \frac{\rho \cdot l}{S}, \quad (3.5)$$

де ρ - питомий опір матеріалу провідника, Ом·м;

l - довжина, м;

s - площа перетину, м².

Для міді $\rho = 0,018$ Ом мм²/м

$$R_{\phi} = 0,018 \frac{200}{90} = 0,04.$$

Оскільки фазний дріт мідний, приймаємо $X_{\phi}=0$

$$X_{н.з.} = X_{\omega} \cdot l, \quad (3.6)$$

де $X_{н.з.}$ - внутрішній індуктивний опір смуги, Ом

$$X_{н.з.} = 0,74 \cdot 0,2 = 0,148.$$

Зовнішній індуктивний опір 1 км петлі фаза-нуль приймаємо $X_{п}=0,6$ Ом/км, отже, $X_{п} = 0,6 \cdot 0,2 = 0,12$ Ом.

Знаходимо дійсні значення струму однофазного короткого замикання, $I_{к.з.}$, А, що проходить по петлі фаза-нуль при замиканні фази на корпус трансформатора:

$$I_{к.з.} = \frac{220}{\frac{0,081}{3} + \sqrt{(0,04 + 0,248)^2 + (0 + 0,148 + 0,12)^2}} = \frac{220}{0,027 + 0,387} = \frac{220}{0,414} = 531.$$

Висновок: оскільки дійсне (розраховане) значення струму однофазного КЗ (531 А) перевищує найменше допустиме значення (400 А) за умов спрацювання захисту, нульовий захисний провідник обраний правильно, тобто вимикаюча здатність системи занулення забезпечена.

3.5 Пожежна безпека

Основними джерелами пожежної небезпеки в цеху є: технічні мастила, природній газ, кисень, відкритий вогонь при проведенні вогневих робіт, несправність електрообладнання та електроустановок, неізольовані поверхні трубопроводів пари і обладнання, аварії при експлуатації котлів, допоміжного обладнання з викидом іскор, вогню.

Категорія будівлі головного корпусу за вибухопожежної та пожежної небезпеки – Г (вогнетривкі речовини в гарячому і розпеченому стані; виділення променевого тепла, іскор та полум'я; речовини, що спалюються в якості палива згідно НАПБ 06.015-99), ступень вогнетривкості будівлі – II, IIIа. На кровлі передбачено організація захисного шару з гравію товщиною 20 мм.

У котельні можливі пожежі 1- 4 класу небезпеки. Для їх гасіння в котельні застосовуються первинні засоби гасіння пожеж, розміщені на пожежних щитах.

На пожежному щиті є: 1 вогнегасник типу ОП-5 або вуглекислотний типу ОУ для гасіння електромашин, 2 повітряно-пінні вогнегасники загального призначення типу ОВП-10 або ОВП-5 для гасіння інших пожеж, 1 лопата штикова, 1 відро конусне, сокира, брукхт ЛПТ. Встановлюється ящик з піском, об'ємом 1 м³.

Водосховище є джерелом виробничо – протипожежного водопостачання ТЕС. Витрата води на внутрішнє пожежогасіння з пожежних кранів блоку №4 – 5 л/с за СНтаП II-58-75 п.6.55 та СНтаП 2.04.01 – 85. Приміщення складів оснащуються первинними засобами пожежогасіння ручними порошковими вогнегасниками, діжками з водою, пожежними щитами. В виробничих приміщеннях для евакуації людей передбачені евакуаційні виходи. На виробництві існує система пожежної сигналізації, яка виконана згідно вимог ДБН В.1.1-7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва».

Витрата води на зовнішнє пожежогасіння в залежності від об'єм будівлі – 50 л/с прийнята за табл.7 СНтаП 2.04.01 – 14. Зовнішнє гасіння здійснюється пожежними гідрантами, які розташовані в колодязях на існуючих мережах виробничого протипожежного водопроводу.

ВИСНОВКИ

У магістерській кваліфікаційній роботі вирішені актуальні питання щодо підвищення енергетичної ефективності роботи маслоохолоджувачів ТЕС та АЕС за рахунок інтенсифікації теплообміну.

У першому розділі роботи виконано літературний огляд джерел присвячених класифікації та принципам роботи маслоохолоджувачів. Показано що, необхідно забезпечувати високі показники коефіцієнтів тепловіддачі від масла до води. Оскільки, густина масла у десятки разів вища, ніж в'язкість води, то в першу чергу ця проблема повинна вирішуватися за рахунок інтенсифікації теплообміну зі сторони масла. Тому гідравлічна схема маслоохолоджувача виконана так, що охолоджуюча вода рухається всередині гладких трубок, а масло у між трубному просторі.

У другому розділі виконано конструктивні розрахунки гладкотрубного та оребреного теплообмінника. Отримано залежності площі поверхні теплообміну від кратності охолодження, а також залежність коефіцієнта теплопередачі від швидкості теплоносія. Результати показали, що для гладкотрубних теплообмінних апаратів чим більшою є кратність охолодження, тим менше площа поверхні.

Показано, що суттєвий вплив на інтенсифікацію теплообміну у теплообмінних апаратах оказує швидкість руху теплоносія. Розрахунки показали, що збільшення швидкості на 40 % призводить до економії площі поверхні на 10 м².

Також доведено, що прямоточна та протиточна схема руху теплоносіїв для маслоохолоджувачів не є ефективними і рекомендовано до впровадження застосування перехресної схеми руху.

У розділі «Охорона праці» розглянуті основні небезпечні фактори на виробництві та запропоновані заходи щодо їх усунення. Виконано розрахунок захисного занулення.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Левин Е. С., Дивова Г. В. Теплообменники вязких жидкостей, применяемых на электростанциях. Ленинград: Энергоиздат, 1983. 176 с.
2. Бережковкий М. И. Хранение и транспортирование химических продуктов. Ленинград : Химия, 1982. 256с.
3. Плановский А. Н., Николаев П. И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. Москва : Химия, 1987. 496с.
4. Назмеев Ю. Г. Лавыгин В. М. Теплообменные аппараты ТЭС: Учеб. Пособие для вузов. – 3-е узд. Изд. МЭИ, 2005. 260 с.
5. Кнунянц И.Л. Краткая химическая энциклопедия, 1964. 555с.
6. Назмеев Ю. Г. Теплоперенос и гидродинамика в системах хранения жидкого органического топлива и нефтепродуктов. Москва : Издательский дом МЭИ, 2005. 368 с.
7. Маслоохладители турбин. <https://atomskt.com/masloohladiteli>
8. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: МЭИ, 2002 – 540 с.
9. Тепловые и атомные электростанции: Справочник, книга. 3/ Под ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. – 3-е изд. – М.: МЭИ, 2003. – 645с.
- 10.С.М. Лосев. Паровые турбины и конденсационные устройства. Теория, конструкция и эксплуатация. Издание восьмое, переработанное. М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1954г. 368 с.
- 11.Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и дополн. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. -М.: Издательство МЭИ, 2001. -488 с.
12. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины. Под ред. Д.П. Бузина. М., «Энергия» 1976, 264 с.

13. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции: Учебник для вузов 2-е изд., перераб. - М.: Издательство МЭИ, 2000. -408 с.
14. Теплообменники энергетических установок. Учебник для вузов / К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин и др. Под редакцией профессора, д.т.н. Ю.М. Бродова. Екатеринбург 2003 / 968 с.
15. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю. Маслоохладители в системах масло-оснабжения паровых турбин Екатеринбург: УГТУ, 1996. 103 с.
16. В.Н. Казанский, А. Е. Языков, Н.З. Беликова. Подшипники и системы смазывания паровых турбин 3-е изд., перераб и доп. - Челябинск: Цицеро, 2004, - 484 с.
17. Иванов В.А., Крылов Г.В., Рафиков Л.Г. Эксплуатация энергетического оборудования газопроводов Западной Сибири. М.: Недра, 1987. 144с.
18. ГОСТ 9916-77 Маслоохладители для стационарных паровых и газовых турбин Технические условия. М.: Издательство стандартов, 1985. 7с.
19. П.И.Бажан, Г.Е. Канавец, В.М. Сильверстов. Справочник по теплообменным аппаратам-М.: Машиностроение, 1989. 365с.
20. В.А. Пермяков, Е.С. Левин, Г.В. Дивова. Теплообменники вязких жидкостей применяемых на электростанциях. Энергоатомиздат 1983.
21. Разработка и опытно-промышленная проверка комплекса мероприятий по повышению эффективности и надежности работы маслоохладителей. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Бухман Г.Д. Электрические станции, 1994г., №12, с.33-36.
22. В.А. Пермяков, Белоусов М.П., Даниленко Н.И. и др. Тепловые и гидравлические испытания маслоохладителя М-240. Труды ЦКТИ, 1969. Вып.94 С. 148-157.

23. Маслоохладители из труб с низкими спиральными ребрами. Е.Ф. Кузнецов, Р.И. Мещ, И.Е. Шахнович. Энергомасшиностроение №11. 1965г. с.7-9.
24. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Байгалиев Б.Е. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом. Казань: Изд-во Казан, гос техн. ун-та, 2004. 432с.
25. Эффективные поверхности теплообмена /Э.П. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп, А.С. Мякочкин. М.: Энергоиздат, 1998. 408с.
26. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов протурбин-ных установок. 3-е издание. Перераб. И дополн. / Под общей редакцией Ю.М. Бродова Екатеринбург ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. 466с.
27. Модернизация маслоохладителей паротурбинных установок / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю.Рябчиков и др. //Теплоэнергетика 1999 №12 с. 24-27
28. Рябчиков А.Ю., Бродов Ю.М., Аронсон К.Э. Обобщение опыта эксплуатации теплообменных аппаратов ПТУ // Электрические станции. 2005 № 11 с. 33-88.
29. Олимпиев В.В. Влияние конструкции и технологии производства маслоохладителей типа МБ на эффективность их работы / В.В. Олимпиев // Теплоэнергетика. 2005. №5. С. 9-15.
30. Гоял, Гупта. Экспериментальная оценка рабочих характеристик кожухотрубных теплообменников с перегородками // Теплопередача. 1984. №4 С.66-73.
31. Бродов Ю.М. Конденсационные установки паровых турбин: учебное пособие для вузов / Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев. М.: Энергоатомиздат, 1994. 288с.
32. Тугунов П.И. Тепловая изоляция нефте- продуктопроводов и резервуаров. Москва : Недра, 1985.

33. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. Учебник для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп. Москва : Энергия, 1975. 488с. с ил.
34. Теплообменники с интенсификацией теплопередачи / Л.М Коваленко, А.Ф. Глушков. Москва: Энергоатомиздат, 1986. 97с.
35. Лыков, А.В. Тепломассообмен: справ. Москва : Энергия, 1978. 480с.
36. Термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов /А.В Болгарский, Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. - Изд. 2-е, перераб. и доп. Москва : Высшая школа, 1975. 495 с.
37. Андреев, М.М. Теплообменная аппаратура энергетических установок. Москва : Машгиз, 1963. 240 с.
38. Болгарский А.В., Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1964. 458с.
39. Авчухов В. В., Паюсте Б. Я. Задачник по процессам тепло-массообмена: Учебное пособие для вузов. Москва : Энергоатомиздат, 1986. 144с.
40. Краснощеков Е. А., Сухомел А. С. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов. Москва : Энергия, 1980. 288с.
41. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. – Изд. 2-ое, перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. 80с. с ил.
42. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. Москва : Энергоатомиздаг, 1984.
43. Назмеев Ю.Г. Мазутные хозяйства ТЭС. Москва : Издательство МЭИ, 2002. 612с.
44. Назмеев Ю.Г., Шамсутдинов Э.В., Камалов Р.Ф. Нестационарный теплоперенос при течении плоской затопленной свободной струи вязкой жидкости в полубесконечном пространстве. // Известия РАН. Энергетика. – 2006. - №5. – С.52-60.

45. В.А. Герлига и др. Основы безопасности АЭС с водо-водяными реакторами. Киев, 1993. 133 с.

46. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці» у дипломних проектах для студентів ЗДІА спеціальності 7.090510 «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання / Укл.: Рижков В.Г. – Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2008. – 22с.