МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КІБЕРФІЗИЧНИХ СИСТЕМ

Кваліфікаційна робота

перший бакалаврський
(рівень вищої освіти)

на тему «Підвищення енергоефективності теплотехнічних установок на об'єктах промислової енергетики»

Виконав: студент V курсу,
групи ТЕ-18-1бз
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
освітньої програми
Теплоенергетика
(код і назва освітньої програми)
спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)
А.А.Дробний
(ініціали та прізвище)
Керівник к.т.н, доц. В.В.Радченко
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент к.т.н, доц. О.І. Осаул
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра електричної інженерії та кіберфізичних систем
Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код та назва)
Освітня програма 144 Теплоенергетика
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
«22» 05 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Дробному Андрію Андрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) «Підвищення енергоефективності теплотехнічних установок на об'єктах промислової енергетики»

керівник роботи к.т.н., доцент Радченко В. В.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом ЗНУ від від «29» грудня 2022 року №1894-с
2 Строк подання студентом роботи «20» травня 2023 року

3 Вихідні дані до роботи: ентальпія води в барабані-сепараторі при $P_б$ = 0,8 МПа i' = 693,4 кДж/кг; ентальпія живильної води io = 435,8 кДж/кг; – схована теплота паротворення r = 2070,7 кДж/кг; величина продувки n = 11 %; $q_{св}$=105·10^3 кДж/м^2·год – щільність теплового потоку склепіння печі.
4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Аналіз технічних рішень для підвищення енергоефективності плавильної печі. Розрахунок системи випарного охолодження. Проєктування теплоутилізаційної установки. Вибір устаткування теплового пункту.
5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): аналіз енергоспоживання ПрАТ «Дніпроспецсталь; аналіз енергоспоживання сталеплавильним виробництвом; схема комбінована розташування установок цеху; конструкція дугової сталеплавильної печі;

принципова схема випарного і проточного водяного охолодження металургійних печей; запропоноване насосне обладнання для теплового пункту.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	доцент Радченко В.В.	15.03.2023	29.03.2023
2	доцент Радченко В.В.	29.03.2023	20.05.2023

7 Дата видачі завдання 15.03.2023

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Приміка
1	Аналіз технічних рішень для підвищення енергоефективності плавильної печі	29.03.2023	
2	Розрахунок системи випарного охолодження	15.05.2023	
3	Оформлення пояснювальної записки та розробка креслень	20.05.2023	

Студент _____ А.А.Дробний
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту) _____ В.В.Радченко
(підпис) (ініціали прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер _____ С.Є. Чижов
(підпис) (ініціали та прізвище)

РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Підвищення енергоефективності теплотехнічних установок на об’єктах промислової енергетики» містить 62 сторінки, 11 рисунків, 11 таблиць, 14 джерел посилань.

ПІЧЬ ПЛАВИЛЬНА, ВИПАРНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ, ВИПАР, ЦИРКУЛЯЦІЯ, ТЕПЛОВТРАТИ, ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ, ВОДОПІДГОТОВКА, ТЕПЛОНОСІЙ, НАСОС.

Об'єкт дослідження – система охолодження електроплавильної печі.

Мета роботи – визначення кількості теплової енергії, одержуваної від використання теплоти охолодження печі.

У першому розділі виконаний аналіз існуючих способів охолодження елементів електродугових плавильних печей. Показано, що охолодження проточною водою пов'язане з більшими втратами енергії. Запропонований більш прогресивний енергозберігаючий спосіб охолодження – випарний.

У другому розділі наведений тепловий і гідравлічний розрахунок охолоджуючих елементів, визначена кількість теплоти, що одержана при охолодженні елементів печі. Розроблена схема використання вторинної теплової енергії для потреб опалення, вентиляції й гарячого водопостачання цеху.

ЗМІСТ

ВСТУП……6

1 АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПЛАВИЛЬНОЇ ПЕЧІ……9

1.1 Технологічна схема сталеплавильного виробництва……9

1.2 Застосування систем випарного охолодження ……11

1.3 Основи проєктування системи випарного охолодження……16

1.4 Обґрунтування доцільності установки СВО в умовах промислового підприємства……18

2 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ВИПАРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ …..21

2.1 Тепловий розрахунок……21

2.2 Гідравлічний розрахунок……26

2.3 Проєктування теплоутилізаційної установки……28

2.3.1 Вихідні дані для розрахунків теплоспоживання……..28

2.3.2 Розрахунки витрати теплоти на опалення, вентиляцію й гаряче водопостачання…….....30

2.3.3 Розрахунки середньогодинних і річних витрат теплоти…...33

2.3.4 Графіки витрати теплоти……37

2.3.5 Графіки регулювання теплових навантажень…….....41

2.3.6 Температурний графік якісного регулювання опалювального навантаження……42

2.3.7 Температурний графік для вентиляційного навантаження……44

2.3.8 Розрахунок витрати теплоносія……46

2.4 Вибір устаткування теплового пункту……47

2.4.1 Розрахунки витрати пари……47

2.4.2 Вибір устаткування теплового пункту…….....53

ВИСНОВКИ……60

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ……61

ВСТУП

Чорна й кольорова металургія є однією з найбільш енергоємних галузей народного господарства. Енергетичні витрати в цій галузі промисловості становлять 35% усіх витрат на виробництво продукції.

Електросталеплавильному способу належить провідна роль у виробництві якісної й високолегованої сталі.

Завдяки ряду принципових особливостей цей спосіб пристосований для одержання різноманітного за складом високоякісного металу з низьким вмістом сірки, фосфору, кисню й інших шкідливих або небажаних домішок і високим вмістом легуючих елементів, що надають сталі особливі властивості – хрому, нікелю, марганцю, кремнію, молібдену, вольфраму, ванадію, титану, цирконію й інших елементів.

Переваги електроплавки в порівнянні з іншими способами сталеплавильного виробництва пов'язані з використанням для нагрівання металу електричної енергії.

Виділення тепла в електропечах відбувається або в металі, що нагрівається, або в безпосередній близькості від його поверхні.

Це дозволяє в порівняно невеликому обсязі сконцентрувати значну потужність і нагрівати метал з великою швидкістю до високих температур, вводити в піч великі кількості легуючих добавок; мати в печі відновлювальну атмосферу й безокисні шлаки, що припускає малий вигар легуючих елементів; плавно й точно регулювати температуру металу; більш повно, ніж інших печах розкисляти метал, одержуючи його з низьким вмістом неметалічних включень; одержувати сталь з низьким вмістом сірки.

Витрата тепла й зміна температури металу при електроплавці відносно легко піддаються контролю й регулюванню, що дуже важливо при автоматизації виробництва.

Електропіч краще інших пристосована для переробки металевого лому, причому твердою шихтою може бути зайнятий увесь обсяг печі, і це не утрудняє процес розплавлювання.

Металізовані окатиші, що заміняють металевий лом, можна завантажувати в електропіч безупинно за допомогою автоматичних дозуючих пристроїв.

Істотною відмінністю одержання стали в дугових печах є можливість одержання в плавильному просторі відновленої або нейтральної атмосфери й різного тиску. Тому зрозуміла важливість зниження енерговитрат у галузі.

Одним з ефективних способів енергозбереження є використання вторинних енергетичних ресурсів, зокрема, використання теплоти охолоджуваних елементів металургійних печей.

Головним напрямком при проектуванні нових агрегатів, цехів і заводів чорної й кольорової металургії, є енерготехнологічне комбінування – спорудження комплексних систем, що включають технологічні установки, котли-утилізатори, установки випарного охолодження, у тому числі, для захисту вогнетривкої кладки, газоочищення, тяго-дутьові засоби. Ці ж принципи закладаються й при реконструкції діючих виробництв.

Розрахунки показують, що ряд виробництв металургійного підприємства, створених на базі енерготехнологічних агрегатів, зможуть майже повністю забезпечити себе тепловою енергією.

В роботі пропонується застосувати систему випарного охолодження (СВО) на електродуговій плавильній печі електросталеплавильного цеху №2 (СПЦ №2) ПрАТ «Дніпроспецсталь». Застосування СВО дозволить збільшити міжремонтну програму печі, тим самим збільшити випуск металургійної продукції, а також одержати з низькою собівартістю додаткову кількість теплової енергії для власних потреб, зменшивши при цьому споживання її від зовнішніх енергопостачальників.

У роботі виконані необхідні розрахунки, що дозволяють визначити кількість теплової енергії, що одержується від СВО, а також дані технічні

рішення для комплексного використанню отриманої теплової енергії на власні потреби плавильного цеху.

1 АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПЛАВИЛЬНОЇ ПЕЧІ

1.1 Технологічна схема сталеплавильного виробництва

Пропонована система випарного охолодження (СВО) розглядається стосовно до умов сталеплавильного цеху №2 (СПЦ №2) ПрАТ «Дніпроспецсталь». В СПЦ №2 цеху встановлені три електродугові печі типу ДСВ-50. Вони призначені для одержання розплаву металу зі спеціальними легуючими добавками, необхідного для технологічного процесу виплавки. Основною вихідною сировиною для проведення плавки є шихта й скрап чорних металів.

Шихта зі складу сировини системою конвеєрів подається в дозуючі бункери плавильної ділянки.

Навантаження й вивантаження здійснюється електромостовими кранами.

Дозована за вагою у вузлі дозування шихта в кюбелях електромостовими кранами подається в бункери плавильних печей. Після прогріву шихти, її розплаву й остаточного доведення продукти плавки через льотку зливаються в міксер. Розкриття льотки проводиться за допомогою кисневого прожига.

Після випуску льотка закривається пробками з вогнетривкої глини. По закінченню плавки проводиться повторне завантаження печі.

Після випуску плавки в міксер проводиться добавка легуючих елементів, зокрема, кремнію.

З міксера розплав металу за допомогою мостового крана переливається в разливний ківш, який встановлюється на передатний візок і передається в ливарний проліт, де й проводиться розливання сталі в ізложниці.

До складу основного устаткування плавильної печі входить:

1) футерований кожух;

2) водоохолоджуваний звід;

3) контактний вузол;

4) система охолодження зводу й контактного вузла;

5) маслонасосна станція;

6) механізм пересування й перепуску електродів;

7) пічні бункери з системою завантаження;

8) система пиловловлення;

9) пічний трансформатор;

10) основний і виносний пульт керування піччю;

11) система контролю;

12) система охолодження подини печі.

Водоохоложуваний звід призначений для герметизації печі, захисту працюючих конструкцій і вузлів від теплових випромінювань і викидів розпеченої шихти. Звід плоский шестисекційний. Кожна секція виконана у вигляді сегментообразного короба, усередині якого циркулює вода. Для направлення потоку води й зняття температури, вода подається з колектора в передню частину секції, а потім через спеціально виконані «лабіринти» проходить по всіх секціях на скидання.

На звід встановлюють три водоохолоджувальні ущільнення для проходу через них електродів.

Контактний вузол і струмопровід призначені для підведення вторинної напруги від пічного трансформатора до електродів.

Струмопровід виконаний з біфілярного шинного пакета, гірлянд гнучких провідників, контактних щік. Притискні кільця й контактні щоки мають внутрішні порожнини, через які циркулює вода. Вона підводиться до щік по струмоведучих мідних трубах, які також охолоджуються.

1.2 Застосування систем випарного охолодження

Установки випарного охолодження є одним із джерел одержання додаткової енергії й поліпшення роботи технологічних агрегатів. Вони набули широкого застосування на підприємствах металургії завдяки відносній простоті їх виготовлення, монтажу й обслуговуванню, а також, у ряді випадків, через неможливість розміщення котлів-утилізаторів через відсутність необхідного вільного обсягу виробничих приміщень металургійних цехів.

У цей час система випарного охолодження (СВО) застосовується на металургійних печах усіх типів для цілей охолодження теплонапружених елементів, теплозняття з киплячого шару, а також у системах охолодження технологічних газів.

Досвід експлуатації й аналіз результатів роботи СВО технологічних агрегатів на ряді заводів металургійної галузі виявили величезні переваги цієї системи перед водяною проточною системою охолодження.

Застосування установок випарного охолодження виявилося ефективним, тому що, з одного боку, поліпшується робота печей як металургійних агрегатів, а з іншого боку – різко підвищується їхній енергетичний коефіцієнт корисної дії. У результаті використання установок СВО одержують більшу економію палива, наприклад, від шахтних печей можна отримати більш 9 тисяч тонн умовного палива на одну піч.

Особливо велике значення має підвищення стійкості й надійності роботи елементів печей при охолодженні їх хімічно очищеною водою в порівнянні із системами звичайного водяного охолодження на технічній воді.

У всіх випадках, незалежно від якості технічної води, проточна система охолодження елементів металургійних печей не забезпечує їхньої надійної й довговічної роботи.

Перехід на випарне охолодження дозволяє повністю виключити прогари охолоджуваних елементів, на більшості типів печей збільшити тривалість їх роботи й застосувати інтенсифікацію режиму роботи, у тому числі й із застосуванням кисневого дуття.

Статистика тривалості служби охолоджуваних деталей металургійних печей показала, що балки завалочних вікон, кесони й елементи шахтних печей працюють на випарному охолодженні у два- три рази довше, чим на проточній системі охолодження.

Пара від випарного охолодження металургійних печей заміщає тепло, одержуване споживачами від інших джерел.

Установки СВО є безпаливними, автоматизованими джерелами паропостачання підприємств. Частка цієї пари в загальному балансі підприємств росте.

Звітні дані показують, що вартість однієї тонни пари, одержуваної від СВО, в 2-3 рази нижче вартості пари, вироблюваної в промисловій котельні або на ТЕЦ. Одержуваний технологічний і енергетичний ефект забезпечує відносно короткі строки окупності витрат на спорудження установки, які становлять не більш 1 – 3 років.

Необхідно підкреслити, що в окремих випадках є тенденція протиставляти застосування СВО установці котлів-утилізаторів, що зовсім неприпустимо, тому що одне не виключає інше. У перспективі чітко вимальовується злиття цих систем утилізації теплоти й створення єдиних енерготехнологічних комплексів: металургійний процес – СВО – котел-утилізатор – високотемпературний повітропідігрівник – газоочищення.

З метою збільшення надійності роботи випарного охолодження й посилення темпів їх впровадження Урядом України прийнято ряд постанов, зокрема:

а) забороняючих підприємствам експлуатацію СВО не на хімічно очищеній воді, вважаючи роботу СВО на технічній воді як аварійний режим;

б) не допускаючих запровадження в дію СВО без необхідних контрольно-вимірювальних приладів і пристроїв автоматики, що забезпечують їхню безперебійну роботу;

в) забороняючих галузевим інститутам, підприємствам галузі розробку нових проектів металургійних агрегатів або реконструкцію існуючих без оснащення їх СВО, а також без вживання заходів до нарощування потужностей водопідготовчих установок для забезпечення СВО хімічно очищеною водою.

Надійність конструкцій сучасних металургійних печей у значній мірі залежить від якості вогнетривких матеріалів, конструкції й стійкості охолоджуваних елементів. У сучасних печах ряд відповідальних деталей перебуває в зонах високих температур, тому надійна робота їх можлива тільки при ретельному охолодженні.

Система охолодження суттєво впливає на конструкцію печі і її довговічність. Плавильні печі для виплавки стали забезпечені системою водяного охолодження зводу, контактних плит, кесонів і газоходів. Перерва в подачі охолодної води викликає прогар цих елементів і зупинку печі на ремонт для їхньої заміни. Витрата води, що йде на охолодження, у середньому становить 60 $м^3$/год на одну піч. При водяному охолодженні вода нагрівається в середньому на 6-12ºС.

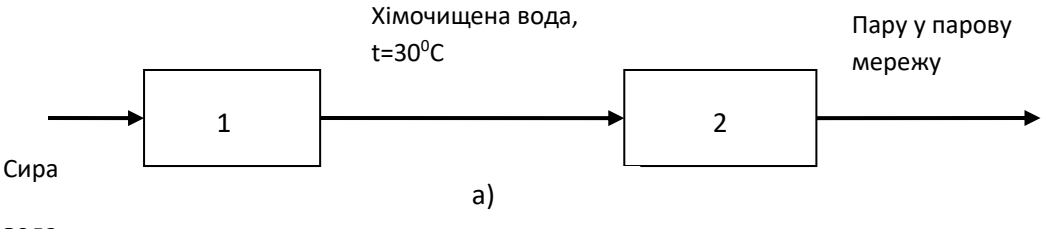
Однак витрата води повинна бути досить більшою, щоб не відбувалося осадження домішок на охолоджуваних деталях, а також місцевого скипання; при цьому в таких деталях, як плити зводу, температурний перепад виходить рівним усього 2-4 ºС.

Скорочення витрати води приводить до її скипання в окремих елементах, неправильному її розподілу у окремих деталях і випаданню домішок, що утворюють твердий накип на стінках.

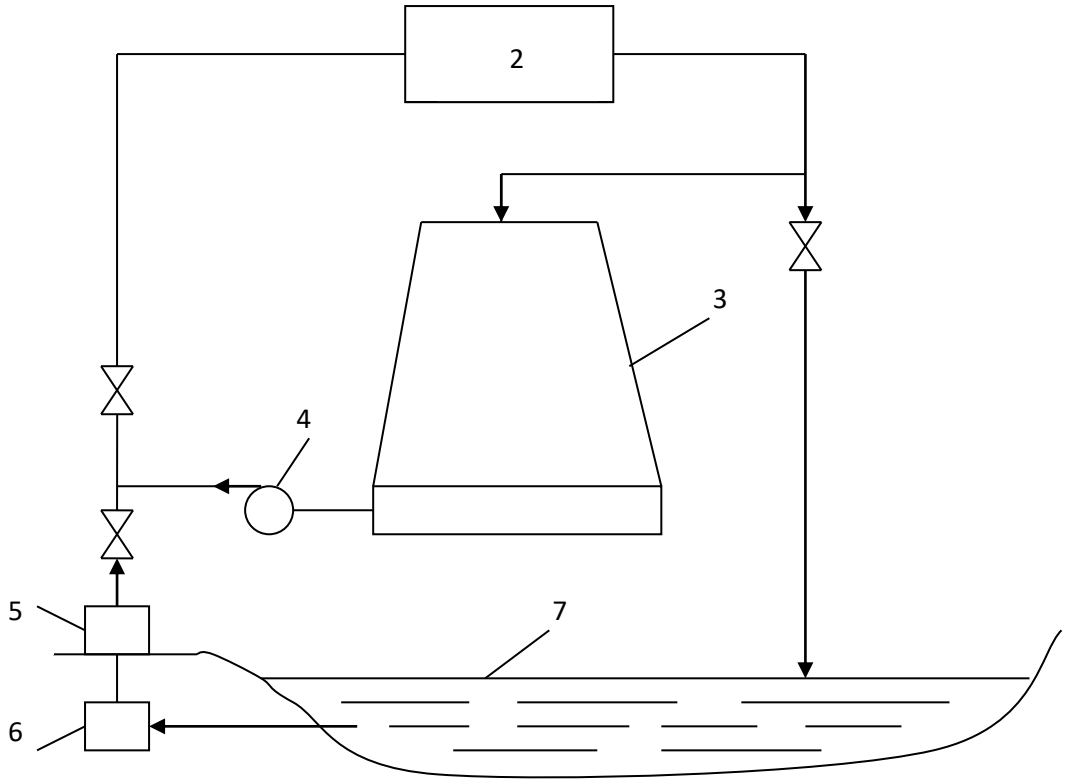
Підвищення температури нагрівання можливо тільки при використанні води високої якості (хімічно очищеної). При водяному охолодженні з 1кг охолодженої води відводиться близько 40 кДж теплоти.

Найбільш досконалим і економічним способом охолодження металургійних печей є випарне охолодження.

Рисунок 1.1 дає наочне уявлення про відмінність двох систем охолодження: випарної й водяної проточної.



а)



б)

1 – хімводоочистка; 2- охолоджуваний агрегат; 3 – градирня; 4 – циркуляційний насос; 5 – берегова насосна станція; 6- водоприймач; 7 - джерело охолодженої води.

Рисунок 1.1 - Принципова схема випарного (а) і проточного водяного (б) охолодження металургійних печей

Представляється можливим використовувати теплоту охолодженої води без ускладнення умов експлуатації печі завдяки незалежності системи

охолодження від споживачів теплової енергії (можливість видалення надлишків пари в атмосферу).

Сутністю системи випарного охолодження металургійних печей є використання схованої теплоти паротворення для відводу теплоти від охолоджуваних елементів печей і в заміні холодної води киплячою, коефіцієнт тепловіддачі якої значно вище, чим холодної води.

При випарі кожного кілограма води від охолоджуваного елемента печі відводиться 2258 кДж (схована теплота паротворення при атмосферному тиску для води).

Крім того, так як вода надходить у систему при температурі близько 30 ºС (при оборотній системі водопостачання), у процесі нагрівання її до температури кипіння відбирається ще близько 293 кДж теплоти.

Щоб відібрати від охолоджуваного елемента печі таку кількість теплоти при різниці температури води на вході й виході 10-12 ºС буде потрібно близько 55 кг води, тобто приблизно в 50-60 раз більше, чим при випарному охолодженні. А так як різниця температур води при водяному охолодженні звичайно не контролюється й часто перепад становить не більше 1-5ºС, то кратність витрати води в порівнянні з випарним охолодженням досягає 100-120. Необхідно додати, що підйом температури охолоджуючої води при проточній системі охолодження вище 45 ºС неможливий внаслідок того, що при цій температурі починається інтенсивне виділення розчинених у воді речовин і солей і відкладання їх на стінках у вигляді накипу.

Системи випарного охолодження мають наступні переваги:

- збільшується термін служби охолоджуваних деталей печей і виключаються «гарячі» ремонти печей через прогар деталей завдяки застосуванню хімічно очищеної води;

- відсутні охолоджувальні пристрої (градирні, бризкальні басейни й ставки), водоводи великих діаметрів і насосні станції.

1.3 Основи проєктування системи випарного охолодження

Підвищення енергоефективності таких печей можливо добитися при використанні СВО. Переведення системи водяного охолодження на випарне виконується з метою корисного використання теплоти охолодження елементів печі та забезпечення температурних умов роботи окремих її елементів.

Установка випарного охолодження містить у собі наступні основні частини:

1) звід охолоджуваний;

2) охолоджувані елементи газовідводящого тракту;

3) циркуляційні трубопроводи в межах установки;

4) барабан-сепаратор;

5) два циклони;

6) розкручувач.

Звід печі розбитий на 6 елементів, три з яких мають отвори для електродів печі. Газохід складається з трьох частин. У нижній частині є два отвори для підсмоктування повітря, необхідного для доспалювання СО.

Для очищення газів від пилу встановлюються циклони типу ЦН. Установка працює за схемою з природньою циркуляцією на хімічно очищеній воді.

Гідравлічна схема системи випарного охолодження наведена на рисунку 1.2.

Вода з барабана-сепаратора через опускні труби надходить у поверхні, що нагріваються.

За рахунок теплосприйняття частина води випаровується, й утворювана суміш піднімається через піднімальні труби у барабан-сепаратор, де пара відділяється від води й надходить у паропровід, а вода вертається в циркуляційний контур.

Рівень води в барабані-сепараторі підтримується автоматично регулюючим живильним клапаном.

Установка розміщається над плавильною піччю усередині цеху й, частково, на покрівлі цеху, на місці батарейних циклонів.

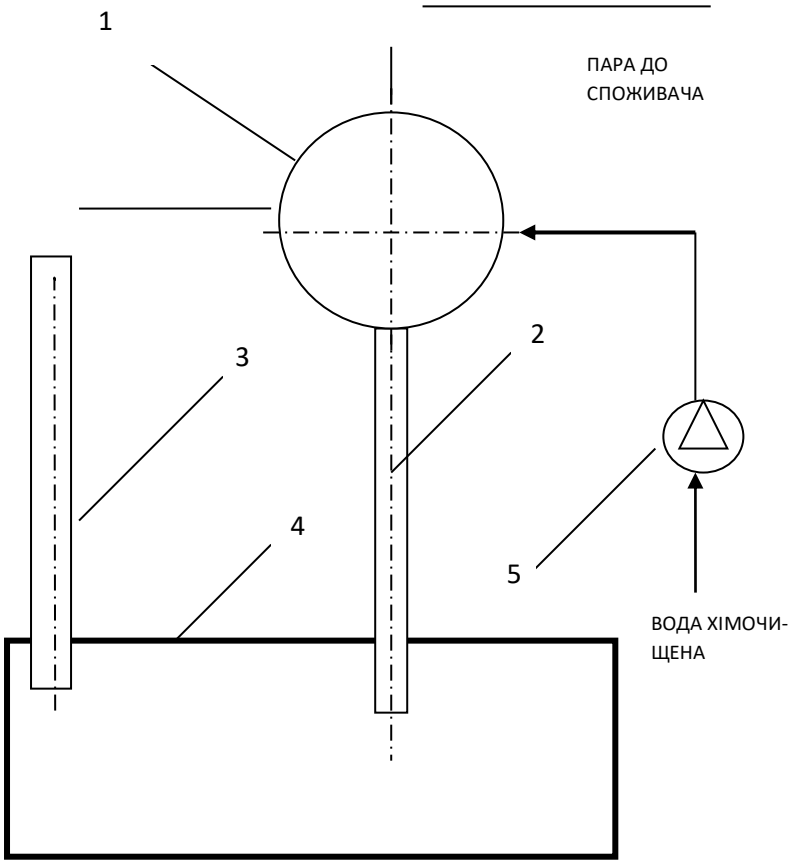
Охолоджувані елементи зводу печі розташовані на рівні +5,7 м.

При з'єднанні газоходу зі зводом установлюються теплові розширники газоходу. На рівні +9,2 м газохід має опору.

Газохід з'єднується з циклоном на рівні +16,1 м.

Барабан-сепаратор установлюється на самостійних опорах на рівні +22м.

Проект переходу охолодження елементів плавильної печі з водяного на випарне розробляємо на підставі наступних даних.



1 – барабан-сепаратор: 2 – опускна труба: 3 – піднімальні труби;

4 -охолоджувана деталь: 5 – живильний насос.

Рисунок 1.2 - Принципова схема випарного охолодження

1. Установка розраховується для роботи із природньою циркуляцією.

2. Тиск у барабані-сепараторі 0,8 МПа (відповідає тиску в парових мережах заводу); температура насиченої пари – $t_{нп}$=164ºС.

3. Установка СВО живиться хімічно очищеною водою.

Для приготування хімочищеної води проектом пропонується пристрій водопідготовчої установки, яка буде розміщатися в проектованому тепловому пункті. Для обчислення паропродуктивності установки, розрахунків діаметрів циркуляційних труб, витрат теплоносія в контурі циркуляції, швидкостей циркуляції в охолоджуваних елементах, визначаючими є питомі теплові навантаження, прийняті по даним [3].

1.4 Обґрунтування доцільності установки СВО в умовах ПрАТ «Дніпроспецсталь»

В СПЦ №2 за допомогою електроплавильних печей розплавляється метал зі спеціальними легуючими добавками, необхідний для технологічного процесу виплавки. Основною вихідною сировиною для проведення плавки є шихта й скрап чорних металів.

У цеху використовуються наступні енергоносії:

- електроенергія (постійний і змінний струм);
- пара (тиск до 4 атм., температурою 200-250 град.);
- технічна вода (2-3 атм.);
- питна вода;
- стиснене повітря (5атм.);
- природний газ (1-2 атм.);
- кисень;
- сірчана кислота, азотна кислота, NaOH;
- захисний газ(NO2 суміш).

Електроспоживачами СПЦ №2 на напругу 0,4 кВ є: крани, безстопорне розливання сталі, система автоматичного керування, маслонасоси, система двигун-генератор, власні потреби перетворювачів, прилади КВП, допоміжні механізми ЕП-2,4, водяні насоси (охолодження фурми), станція пожежної сигналізації, освітлення (внутрішнє, робоче й аварійне). Електроприймачі 0,4кВ одержують живлення від внутрішньоцехових підстанцій 6/0,4 кВ.

Процентна частина кожного виду енергії, що використана на підприємстві, наведена на рисунку 1.3. З нього видно найбільш вагомі для підприємства види енергоспоживання.

Аналіз діаграми, представленої на рисунку 1.3, показує, що найбільша частина енергії на підприємстві пов'язана з використанням природного газу (61%), на другому місці електрична енергія (22%) і на третьому – пара (17%).

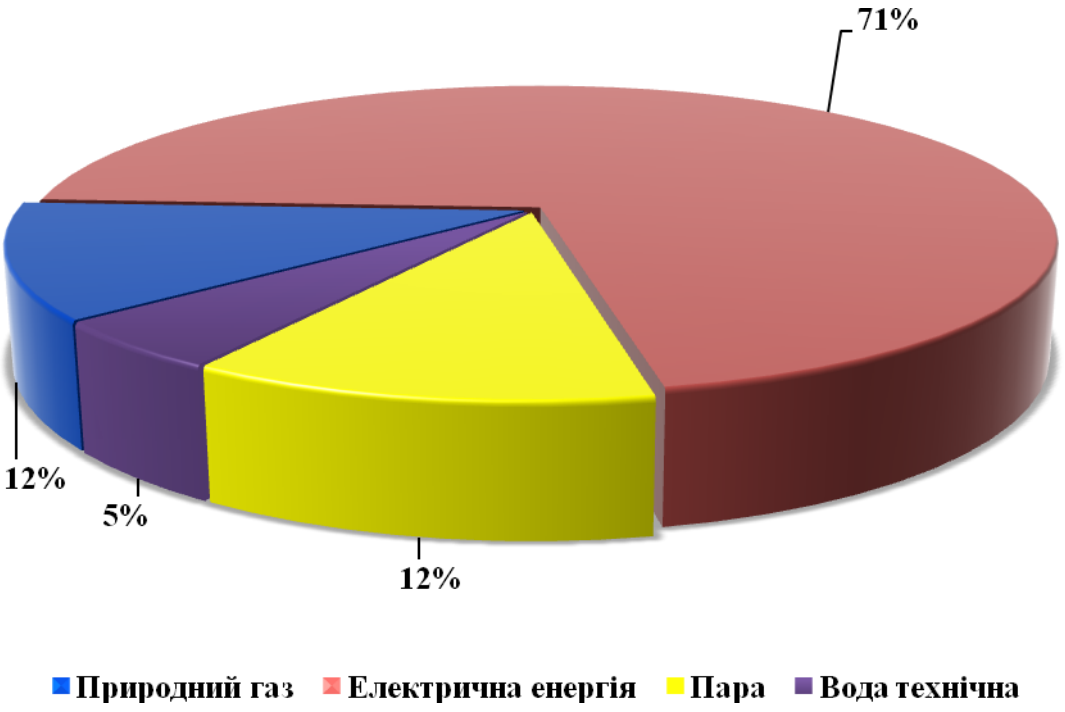


Рисунок 1.3 – Аналіз структури енергоспоживання підприємства

Фінансові витрати цеху на оплату енергоносіїв показано на рисунку 1.4

За фінансовими витратами цеху найбільш вагомим видом енергії є електроенергія (51%).

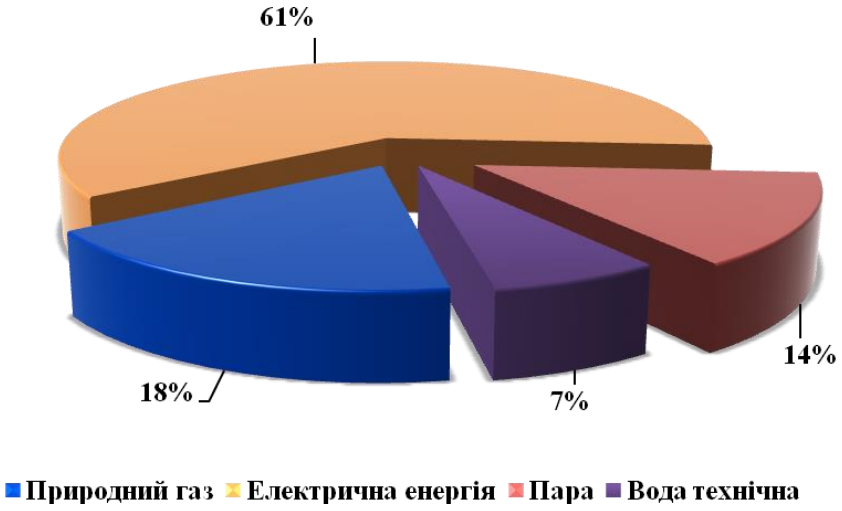


Рисунок 1.4 – Фінансові витрати підприємства на енергоносії

На рисунку 1.5. показаний розподіл енергоспоживання пари в ЕСПЦ №2. Основне споживання припадає на опалення - 83,4%, гаряче водопостачання (ГВП) - 6,23% і втрати тепла в паропроводах - 5,83%.

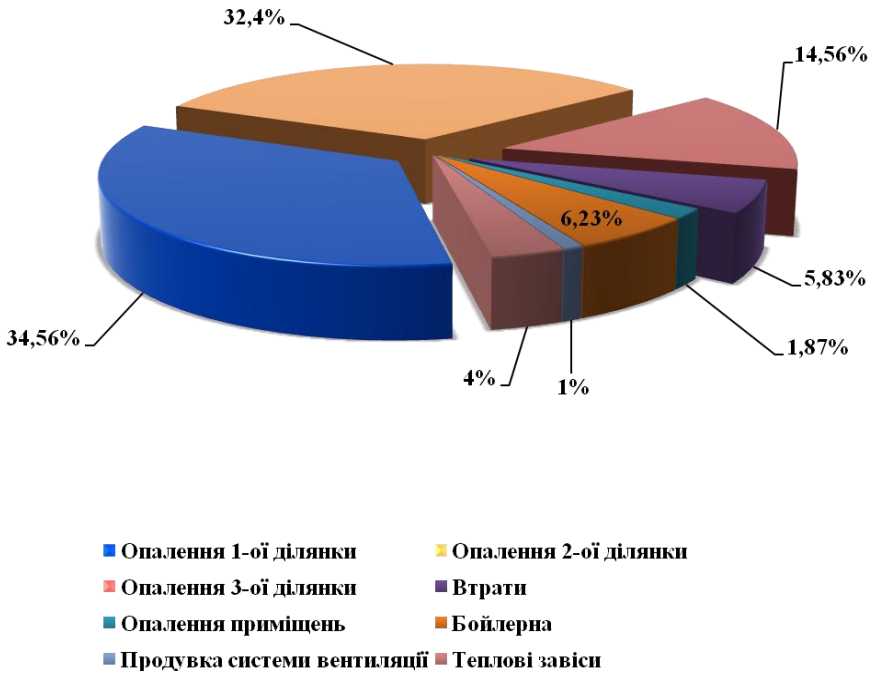


Рисунок 1.5 – Розподіл енергоспоживання пари в цеху

2 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ВИПАРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

2.1 Тепловий розрахунок

Завданням теплового розрахунку СВО є визначення її паропродуктивності. Вихід пари й витрату хімічно очищеної деаерированої води визначаємо за окремими охолоджуваними елементами печі на підставі рекомендацій [3] за питомими тепловими навантаженнями.

Результуюче парознімання у барабані-сепараторі буде визначатися за рівнянням:

$$D_б = \frac{Q_{сум}}{(i' - i_o)\cdot\left(1 - \frac{n}{100}\right) + r}, \qquad (2.1)$$

де $Q_{сум}$ – сумарне теплове навантаження на деталі, підключені до барабана-сепаратору, кДж/год;

i' - ентальпія води в барабані-сепараторі при $P_б$ = 0,8 МПа;

i_o – ентальпія живильної води, кДж/кг;

r – схована теплота паротворення, кДж/кг;

n – величина продувки, %.

Перераховані вище параметри мають наступні значення:

i' = 693,4 кДж/кг; io = 435,8 кДж/кг; r = 2070,7 кДж/кг; n = 11 %

Сумарне теплове навантаження складається з теплових навантажень охолоджуваних елементів печі: склепіння, газоходу й двох циклонів з одним розкручувачем:

$$Q_{сум} = Q_{св} + Q_г + Q_{ц.р}, \qquad (2.2)$$

Теплове навантаження склепіння печі:

$$Q_{св}=F_{св} \cdot q_{св},, \qquad (2.3)$$

де $F_{св}$ – випарна поверхня зводу печі, м^2;

$q_{св}$=105·10^3 кДж/м^2·ч – щільність теплового потоку зводу пічі.

Величина випарної поверхні зводу складається з суми поверхонь шести секцій, на які розділений звід. На кожній секції наварюються напівтруби діаметром 89 мм (рисунок 2.1).

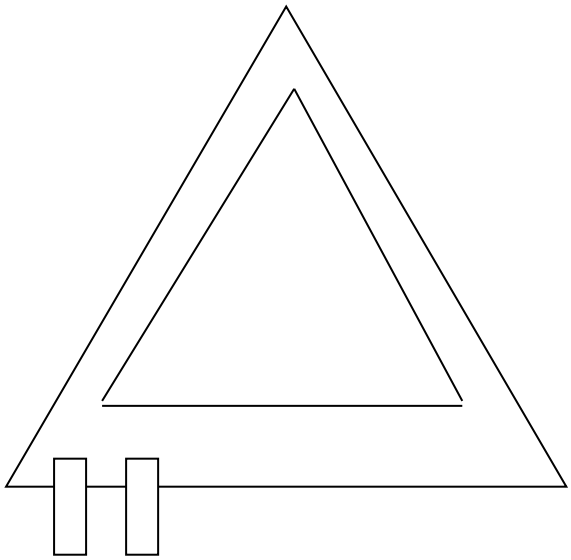


Рисунок 2.1 - Схема циркуляції в одній секції зводу

Площа однієї секції $F_{секц.} \approx 2{,}7$м^2,

Площа склепіння печі $F_{скл} = 2{,}7 \cdot 6 = 16$ м^2.

Тепловиділення склепіння, кДж/год :

$$Q_{св}=16 \text{ x } 105 \text{ x } 103=16{,}7\text{x } 103.$$

Теплове навантаження газоходу:

$$Q_т = F_г \cdot q_г, \quad (2.4)$$

де $q_г$ – ухвалюємо по [3] рівним 125,7 х 103 кДж/м^2·год.

Газохід прохолоджується за допомогою води, що циркулює по 30 напівпатрубках Ø 89 мм, приварених по периметру газоходу, як показано на рисунку 2.2.

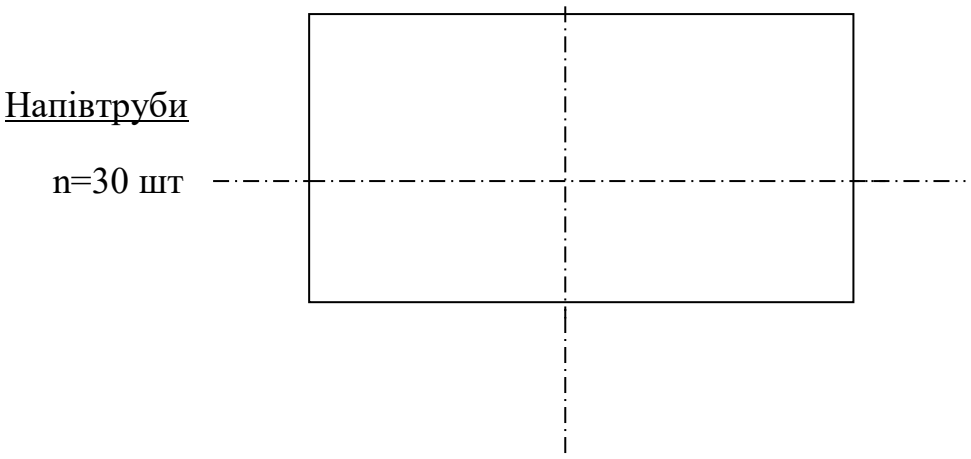


Рисунок 2.2 - Поперечний розріз газоходу з охолоджуваними напівтрупами

Корисна випарна поверхня напівтруби всього газоходу дорівнює:

$$F_г = d_{вн} \cdot l \cdot n\ , \quad (2.5)$$

де $d_{вн}$ – внутрішній діаметр охолоджуваної труби, $d_{вн}$ = 0,081 м;

l – довжина охолоджуваної труби, l = 10,7 м;

n = 30 – кількість труб.

Тоді:

$$F_г = 0{,}081 \cdot 10{,}7 \cdot 30 = 26 \text{ м}^2,$$

$$Q_г=26\cdot125,7\cdot103=3,268\cdot106 \text{ кДж/год.}$$

Тепловиділення двох циклонів і одного розкручувача:

$$Q_{ц+р}=F_{ц+р}\cdot q_{цр.}\,, \qquad (2.6)$$

Питомий тепловий потік для циклонів і розкручувача приймаємо:

$$q_{цр} = 83,8\cdot10^3 \text{ кДж/м}^2\cdot\text{год.}$$

Зовні уздовж по корпусу циклону приварено 40 напівтруб Ø89 мм, довжиною 3,8м.

Площа випарної поверхні однієї напівтрупи, м^2 :

$$F_{тр}=d_{вн}\cdot l_{тр}\,, \qquad (2.7)$$

$$F_{тр}=0,081\cdot3,8=0,31.$$

Площа випарної поверхні двох циклонів, м^2:

$$F_ц=0,31\cdot2\cdot400=12,4 \text{ м}^2.$$

Розкручувач також має 40 приварених по периметру напівтруб діаметром 89 мм, довжиною l = 0,95 м, тоді:

$$F_р=0,081\cdot0,955\cdot40=3 \text{ м}^2.$$

Крім того, підстава розкручувача є випарною поверхнею (напівтруби діаметром 89·4 мм проварені також, як і на секції склепіння).

Площа поверхні підстави розкручувача дорівнює, м^2:

$$S = \frac{\pi d_p^2}{4} \ , \qquad (2.8)$$

$$S = \frac{3.14 \cdot 1.4^2}{4} = 1{,}5 \ .$$

Сумарна площа поверхні нагрівання розкручувача, м^2:

$$F_p = F_{pn} + S, \qquad (2.9)$$

$$F_p = 3{,}0 + 1{,}5 = 4{,}5.$$

Сумарна пароутворювальна поверхня двох циклонів і розкручувача, м^2:

$$F_{ц+р} = 24{,}8 + 4{,}5 = 29{,}3 \text{ м}^2.$$

Тепловиділення двох циклонів і розкручувача, кДж/год :

$$Q_{цр} = F_{ц+р} \cdot q_{цр} \ , \qquad (2.10)$$

$$Q_{цр} = 29{,}3 \cdot 83{,}8 \cdot 103 = 2{,}453 \cdot 106 \ .$$

Сумарні тепловиділення всіх охолоджуваних елементів печі, кДж/год:

$$Qn = Q_{ов} + Q_г + Q_{чр}, \qquad (2.11)$$

$$Qn = 16{,}7 \cdot 105 + 3{,}268 \cdot 106 + 2{,}453 \cdot 106 = 7{,}39 \cdot 106.$$

Парознімання у барабані-сепараторі, т/год :

$$D_б = \frac{7390 \cdot 10^3}{(693{,}5 - 435{,}8) \cdot \left(1 - \frac{11}{100}\right) + 2070{,}7} = 3{,}2 .$$

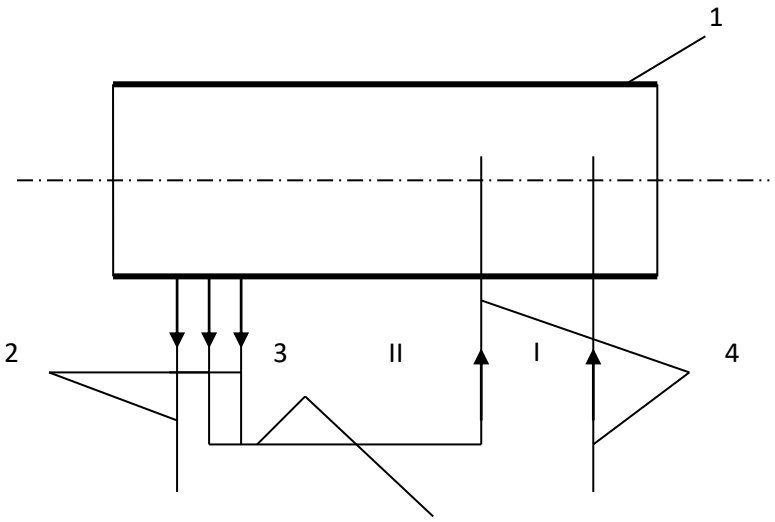
2.2 Гідравлічний розрахунок

Система циркуляції складається із двох контурів (рисунок 2.3). Піднімальні труби обох контурів замикаються на барабані-сепараторі.

Контур 1 має опускну трубу діаметром 219 х 6 мм довжиною 16 м з трьома поворотами на 90 °, двома поворотами на 120° й трьома – на 150°; за ходом води є 10 трійників. У перший контур включені: напівтруби, що обігріваються, склепіння діаметром 8944 мм, загальною довжиною 180 м з рівнорозподіленим тепловим навантаженням $16{,}7 \cdot 10^3$ кДж/год; півтруби діаметром 89 х 4 мм, довжиною 240 м охолодження газохода з тепловим навантаженням $3{,}268 \cdot 10^6$ кДж/год. Підйомна труба першого контуру має діаметр 219 мм, довжину 58 м, чотири повороти на 90° и 8 поворотів на 120°. В другий контур циркуляції входить дві опускні труби. Перша опускна труба діаметром 273 х 7мм, довжиною 21 м, з одним поворотом на 90°, одним звуженням и трьома трійниками. В цей контур включені випарювальні поверхні циклонів і розкручувача.

Друга опускна труба цього контуру має діаметр 273 х 7 мм, довжину 36 м з двома поворотами на 90°.

Сумарне теплове навантаження на випарну поверхню другого контуру становить $2{,}453 \cdot 10^6$ кДж/год.



1–барабан-сепаратор; 2–опускні труби; 3–теплосприймаючі поверхні (охолоджувальні елементи); 4 – підйомні труби

Рисунок 2.3 –Розрахункова схема контуру циркуляції

При розрахунках контуру циркуляції прийняті наступні параметри теплоносіїв:

- робочий тиск у барабані-сепараторі $P_б = 0,7$ МПа;
- температура живильної води $t_{жв} = 104$ °С;
-температура води в контурі циркуляції
(температура насичення) $t_{нп} = 165,5$ °С;
- величина продувки $n = 11$ %.

За даними численних досліджень для стійкого руху теплоносія в контурі циркуляції й гарного охолодження теплонапружених поверхонь, швидкість охолоджуваного середовища повинна бути не менш 1 м/с [3].

Для розрахунку гідродинамічного режиму в циркуляційному контурі приймаємо граничні (мінімальні й максимальні) значення швидкостей охолоджуючої води:

$\omega_1 = 0,8$ м/с; $\omega_2 = 1,2$ м/с.

Розрахункові значення витрати води в контурах визначаються за формулою:

$$G=0,9\pi d^2\gamma'\omega, \quad (2.12)$$

де γ' - питома вага води, γ' = 900 кг/м^3

ω – швидкість циркуляції, м/с;

d – внутрішній діаметр труби, м.

Тоді розрахунковими значеннями витрати води в першому контурі будуть, т/год:

$$G_1^{min} = 0,9 \cdot 3,14 \cdot 900 \cdot 0,8 \cdot 0,207^2 = 87,2,$$

$$G_1^{max} = 0,9 \cdot 3,14 \cdot 900 \cdot 1,2 \cdot 0,207^2 = 130,8.$$

У другому контурі, т/год:

$$G_2^{min} = 0,9 \cdot 3,14 \cdot 900 \cdot 0,8 \cdot 0,233^2 = 110,5,$$

$$G_2^{max} = 0,9 \cdot 3,14 \cdot 900 \cdot 1,2 \cdot 0,233^2 = 165,7.$$

2.3 Проєктування теплоутилізаційної установки

2.3.1 Вихідні дані для розрахунків теплоспоживання

На цей час в ЕСПЦ №2 основним джерелом теплопостачання є ТЕЦ комбінату «Запоріжсталь».У цьому проекті передбачається реконструкція двох електроплавильних печей.

Перехід цих печей на випарне охолодження дозволяє одержати від кожної печі, відповідно наведеним раніше розрахункам, по 3,2 тонни пари в годину з тиском 0,7 МПа. При одночасній роботі двох печей максимальний виробіток пари становить 6,4 т/год.

З урахуванням коефіцієнта використання встановленої потужності $К_в$ – 0,6 у подальших розрахунках прийнята теплова потужність СВО рівною 2,2 МВт.

Отриману у СВО пару передбачається використовувати для покриття в зимовий час навантаження опалення, вентиляції й гарячого водопостачання ЕСПЦ №2.

У літню пору – для потреб гарячого водопостачання цеху, а надлишки пари направляти в загальнозаводський паропровід.

Відповідно до такого рішення в дипломній роботі виконаний розрахунок теплоспоживання для потреб опалення, вентиляції й гарячого водопостачання сталеплавильного цеху, а також зроблений розрахунок теплопідготовчої установки тепловою потужністю 2,2 МВт.

Основні показники опалювальних будівель і споруджень наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Показники опалювальних будівель і споруджень

№ з/п	Найменування будівель і споруджень	Площа забудови, розмір у плані, м	Максимальна висота будівель, м	Будівельний обсяг, $м^3$
1	Адміністративно-побутовий комплекс (АПК)	30 х 60	9,6	17280
2	Виробничі приміщення	36 х 42	6,0	9072
3	Галерея	16,9 х 9	4,8	730
4	Плавильне відділення	40 х 18	15,4	110880

Проєктований об'єкт розташований у кліматичному районі з розрахунковою зимовою температурою зовнішнього повітря $t_з$ = -22ºС. Теплопостачання об'єктів передбачається водяне:

- для опалення й вентиляції з температурою 150/70 ºС;

- для гарячого водопостачання з температурою 65 ºС.

Для даних кліматичних умов приймаємо розрахункові параметри зовнішнього повітря:

- розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення - $t_{но}^{р} = -22^{o}C$;

- розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування вентиляції - $t_{нв}^{р} = -22^{o}C$;

- розрахункова середня температура найбільш холодного періоду - $t_{н}^{ср} = -4{,}5^{o}C$;

- середня температура опалювального періоду - $t_{о}^{ср} = -0{,}9^{o}C$;

- тривалість опалювального періоду - *T = 175* днів.

2.3.2 Розрахунки витрати теплоти на опалення, вентиляцію й гаряче водопостачання

Розрахункові витрати теплоти будівель на опалення $Q_{о}^{\max}$ й вентиляцію $Q_{в}^{\max}$ визначаємо за укрупненими показниками на підставі наступних формул:

$$Q_{о}^{\max} = q_{о} \cdot \alpha \cdot V_{зд} \cdot \left(t_{вн} - t_{но}^{р}\right), \qquad (2.13)$$

$$Q_{в}^{\max} = q_{в} \cdot \alpha \cdot V_{зд} \cdot \left(t_{вн} - t_{нв}^{р}\right), \qquad (2.14)$$

де $q_{о}$, $q_{в}$ – питомі теплові характеристики будівель, кДж/(м^3·год·К);

α - поправочний коефіцієнт для зовнішнього повітря:

$t_н$ = -22 °С; α=1;

$V_{зд}$ - будівельний обсяг будівель, м^3;

$t_{вн}$ – внутрішня розрахункова температура опалювальних приміщень, °С.

Максимальна годинна витрата теплоти на ГВП визначаємо за витратою теплоти душовими за формулою:

$$Q_{гв}^{max} = \frac{m}{m_{сіт} \cdot T_З} \cdot g_{н.у.} \cdot C_в \cdot \rho_в \cdot (t_г - t_{х.з}), \quad (2.15)$$

де m – кількість робітників, що користуються душем, m = 92 чол;

$m_{сіт}$ – кількість людей на одну душову сітку, $m_{сіт}$ = 6 чол;

$T_З$ – час користування душем.

При $m/m_{сіт}$ = 10÷20, $T_З$ = 2 год – час зарядки бака-акумулятора, год.

$$\frac{m}{m_{сіт}} = N = \frac{92}{6} = 16 \text{ душових сіток;}$$

$g_{н.у.}$ – норма витрати гарячої води (л/год) при безпосередньому водорозборі й середній температурі гарячої води $t_г$ = 65 °С, $g_{ну.}$ = 270 л/год;

$Св$ – теплоємність води, кДж/(кг·К);

Результати розрахунків наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Зведена таблиця теплових навантажень

№№ пп	Найменування будівель	Обсяг будинків $м^3$	Температура, ^0C		Питома теплова характеристика, кДж/$м^3$ К		Розрахункова витрата теплоти, кдж/год, (ккал/год)			Сумарна витрата теплоти кДж/год, (ккал/год)
			$t_{вн}$	$t_{нр}$	$q_о$	$q_в$	$Q_о$	$Q_в$	$Q_{гв}$	
1	АПК	16598	+16	-22	0,45	1,1	1,105*106 (283830)	2,858*106 (688705)	0,906*106 (216150)	4,896*106 (1168685)
2	Виробничі приміщення	7879	+16	-22	0,34	0,6	0,427*106 (101941)	0,762*106 (181972)	-	1,190*106 (283911)
3	Галерея	706	+16	-22	0,58		62,85*103 (15600)	-	-	62,85*103 (15600)
4	Плавильне відділення	28780	+16	-22	0,6		0,277*106 (66046)			0,277*106 (66046)
РАЗОМ: на опалення							1,87*106 (447417)			
на вентиляцію								3,648*106 (870675)		
на ГВП									1,485*106 (354350)	
УСЬОГО										7,005*106 (1,672*106)

2.3.3 Розрахунок середньогодинних і річних витрат теплоти

Середньогодинна витрата теплоти на опалення:

$$Q_o^{ср} = Q_o^{max} \cdot \frac{t_{вн} - t_{зов.ср}}{t_{вн} - t_{зов}^{р}}, \qquad (2.16)$$

де $t_{вн}$ - розрахункова температура усередині будівель, ºС;

$t_{зов.ср}$ - середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період,ºС;

$t_{зов}^{р}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря, ºС.

На початок і кінець опалювального періоду при $t_{но}$ = +8 ºС, ГДж/год :

$$Q_o^{(+8^oC)} = 1.87 \cdot \frac{16 - (+8)}{16 - (-22)} = 0.4.$$

За опалювальний період при $t_н^{ср}$ =-0,4 ºС, ГДж/год:

$$Q_o^{(-0,4^oC)} = 1.87 \cdot \frac{16 - (-0,4)}{16 - (-22)} = 0.8.$$

Середньогодинна витрата теплоти за опалювальний період на чергове опалення, ГДж/год :

$$Q_{очер}^{ср} = Q_o^{ср} \cdot \frac{t_в^{чер} - t_н^{ср}}{t_{вн} - t_{зов}^{р}}, \qquad (2.17)$$

де $t_в^{чер}$ = +5 ºС – температура повітря в приміщенні в період роботи чергового опалення;

$$Q_{очче}^{ср} = 0{,}8 \cdot \frac{5-(-0{,}4)}{16-(-22)} = 0.26.$$

Річна витрата теплоти на опалення:

$$Q_o^{річ} = Q_o^{ср} \cdot n_o \cdot n_c + Q_{о.чер}^{ср} \cdot n_o(24 - n_c), \tag{2.18}$$

$$Q_o^{річ} = 0{,}8 \times 175 \times 8 + 0{,}26 \times 175 \times (24-8) = 1848,$$

де $n_o = 175$ доби – тривалість опалювального періоду;

$n_c = 8 год/добу$ - тривалість роботи робочого опалення.

Середньогодинна витрата теплоти на вентиляцію, ГДж/год:

а) за опалювальний період $t_н$ = -0,4 °С:

$$Q_в^{ср} = Q_в^{р} \cdot \frac{t_{вн} - t_{зов.ср}}{t_{вн} - t_{зов}^{р}}, \tag{2.19}$$

$$Q_в^{ср} = 3{,}648 \cdot \frac{16-(-0{,}4)}{16-(-22)} = 1{,}57.$$

б) на початок і кінець опалювального періоду при $t_н$ = +8 °С, ГДж/год:

$$Q_в^{(+8^o C)} = 3{,}648 \cdot \frac{16-(+8)}{16+22} = 0{,}76.$$

в) при розрахунковій температурі зовнішнього повітря, прийнятої для проектування вентиляції $t_н$ = -8 °С, ГДж/год:

$$Q_в^{(-8^o C)} = 3{,}648 \cdot \frac{16-(-8)}{16+22} = 2{,}3.$$

Річна витрата теплоти на вентиляцію з обмеженням при режимі роботи 5 днів на тиждень в 1 зміну за добу:

$$Q_в^{річ} = Q_в^{ср} \cdot n_в \cdot n_{св} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 + Q_в^{чер}, \quad (2.20)$$

де $n_в$ – тривалість періоду споживання теплоти вентиляційною системою, рівна тривалості опалювального періоду $n_в$ = 175 діб;

K_1 – коефіцієнт, що враховує кількість робочих днів у тиждень споживача теплоти (для 5-ти денного робочого тижня*),* K_1=0,75;

K_2 – коефіцієнт, що враховує ступінь рівномірності роботи в різні зміни (для роботи в одну зміну $K_2 = 0,5$*);*

K_3 – коефіцієнт, що враховує вплив рециркуляції повітря усередині приміщення за період часу $t_н \le t_в^р = -8^o$ З, *(* $K_3 = 0,95$*);*

$n_{св}$ – тривалість роботи вентиляції дорівнює 8 год/добу;

$Q_в^{деж}$ - враховує кількість теплоти, витраченої на підігрів калориферів для їхнього запобігання від замерзання при зупинці роботи системи вентиляції й відсутності автоматичних пристроїв захисту;

$$Q_в^{деж} = 0,2 Q_в^{ср} \cdot n_{ост} \quad (2.21)$$

$n_{ост}$ – тривалість зупинки вентиляції протягом опалювального сезону;

$$n_{ост} = 175 \cdot \frac{2}{7} \cdot 24 + 175 \cdot \frac{5}{7} \cdot 16 = 3200 \text{ год},$$

$$Q_в^{чер} = 0,2 \cdot 1,57 \cdot 3200 = 1004,8 \text{ ГДж},$$

$$Q_в^{річ} = 1,57 \cdot 175 \cdot 0,72 \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 0,95 + 1004,8 = 1756,5 \text{ ГДж/рік}.$$

Гаряче водопостачання.

Середньогодинна витрата гарячої води за опалювальний період визначається з вираження:

$$Q_{гв}^{max} = (2 \div 2,4) \cdot Q_{гв}^{ср}, \quad (2.22)$$

звідки:

$$Q_{гв}^{ср} = \frac{Q_{гв}^{\max}}{2} \ , \qquad (2.23)$$

$$Q_{гв}^{ср} = \frac{1.48}{2} = 0.74 \text{ ГДж/год.}$$

Річна витрата теплоти на ГВП, ГДж/рік :
зимовий період:

$$Q_{гв}^{з} = Q_{гв}^{срз} \cdot 175 \cdot 8 = 0{,}74 \cdot 175 \cdot 8 = 1036 ,$$

літній період:

$$Q_{гв}^{л} = Q_{гв}^{ср.л} (365 - 175) \cdot 8 = 467{,}8 \ ,$$

де

$$Q_{гв}^{ср.л} = Q_{гв}^{ср.з} \frac{55 - t_{хл}}{55 - t_{хз}} \cdot \beta \ , \qquad (2.24)$$

$$Q_{гв}^{ср.л} = 0{,}74 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 1 = 0{,}59 .$$

Сумарна річна витрата теплоти на гаряче водопостачання, ГДж :

$$Q_{гв}^{річ} = 1036 + 467{,}8 = 1503{,}8 .$$

Результати розрахунків середньогодинних і річних витрат теплоти наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 - Результати розрахунків середньогодинних і річних витрат теплоти

Розрахунковий параметр, Гдж/год	Зимовий період, °С			Літній період, °С		Річна витрата теплоти, Гдж
	-22	-0,4	-8	+8	+8	
Q_o	1,87	0,8	1,18	0,4	-	1848
$Q_в$	3,648	1,57	2,3	0,76	-	1756,5
$Q_{гв}$	0,74	0,74	0,74	0,74	0,59	1503,8
Усього:	6,258	3,11	4,22	1,9	0,59	5108,3

2.3.4 Графіки витрати теплоти

Витрати теплоти на опалення будівель міняють при зміні температури зовнішнього повітря: при її підвищенні – витрату зменшують, при зниженні – збільшують.

Теплоту зручно відпускати на підставі графіка годинної витрати теплоти, побудованого залежно від температури зовнішнього повітря.

Для побудови такого графіка застосовують наступні формули:

- на опалення:

$$\overline{Q}_o = Q_o^p \frac{t_{вн} - t_н}{t_{вн} - t_{но}^p} \ , \qquad (2.25)$$

- на вентиляцію:

$$\overline{Q}_в = Q_в^p \frac{t_{вн} - t_н}{t_{вн} - t_{нв}^p} \ . \qquad (2.26)$$

Ця формула відповідає будь-якій температурі зовнішнього повітря в межах від +8 ºС (початок опалювального періоду) до -8 ºС (розрахункова температура для проектування систем вентиляції).

При температурі зовнішнього повітря нижче -8 ºС годинна витрата теплоти на вентиляцію дорівнює розрахунковому й підтримується постійною.

У діапазоні температур від (-8…-22) ºС (розрахункова температура для проектування систем опалення) витрати теплоти на вентиляцію необхідно збільшити лише в тому випадку, коли передбачене кондиціювання повітря або система вентиляції сполучена з повітряним опаленням (на графіку - пунктирна пряма).

Витрата теплоти на ГВП не залежить від температури зовнішнього повітря як у літній, так і в зимовий періоди, й на графіку зображена горизонтальною лінією.

Так як графік роботи плавильного цеху трьохзмінниййй, тривалість однієї зміни 8 годин (змінне теплове навантаження протягом доби буде рівномірним, що необхідно враховувати при побудові середньогодинних за добу графіків витрати теплоти). У неробочий час доби гаряча вода повністю перекривається, а на опалення й вентиляцію подається чергова теплота.

Середньогодинна за добу витрата теплоти визначається з урахуванням часу роботи за добу робітника й чергового споживання теплоти:

$$Q_{роб}^{ср.доб.} = Q_{раб}^{ср.} \cdot \frac{8}{24} \ , \qquad (2.27)$$

$$Q_{чер}^{ср.доб} = Q_{чер}^{доб} \cdot \frac{16}{24} \ . \qquad (2.28)$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 – Середньогодинне споживання теплоти за добу

Розрахункові параметри, Гдж/год	Температура зовнішнього повітря, °С		
	+8	-8	-22
$Q_o^{роб}$	0,18	0,3	0,49
$Q_o^{чер}$	0,05	0,19	0,33
$\sum Q_o$	0,23	0,49	0,82
$Q_в^{роб}$	0,43	0,82	0,82
$Q_в^{чер}$	0,007	0,23	0,23
$\sum Q_в$	0,43	1,05	1,05
$Q_{гв}^{з}$	0,19	0,19	0,19
$Q_{гв}^{л}$	0,12	0,12	0,12

За даними таблиці 2.3 будуємо графік годинних витрат теплоти залежно від температури зовнішнього повітря (рисунок 2.4).

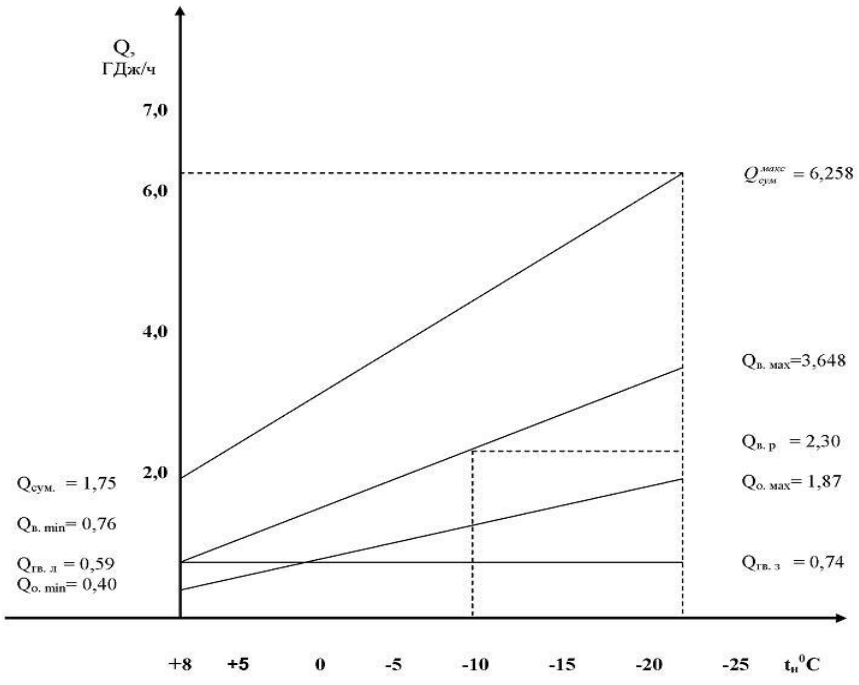


Рисунок 2.4 - Графік годинних витрат теплоти

Вихідні дані для побудови графіка за тривалістю наведено в таблиці 2.5.

Графік витрати теплоти за тривалістю стояння температур зовнішнього повітря наведено на рисунку 2.5.

На графіку витрати теплоти за тривалістю площі, обмежена осями координат і побудованої кривої, дорівнює витраті теплоти на опалення, вентиляцію й ГВП за опалювальний період.

Таблиця 2.5 – Вихідні дані для побудови графіка за тривалістю

Тривалість стояння температури зовнішнього повітря	
Температура зовнішнього повітря, ºС	Число годин стояння
-25…-20	28
-20…-15	90
-15…-10	264
-10…-5	504
-5…. 0	1368
0….+8	2016

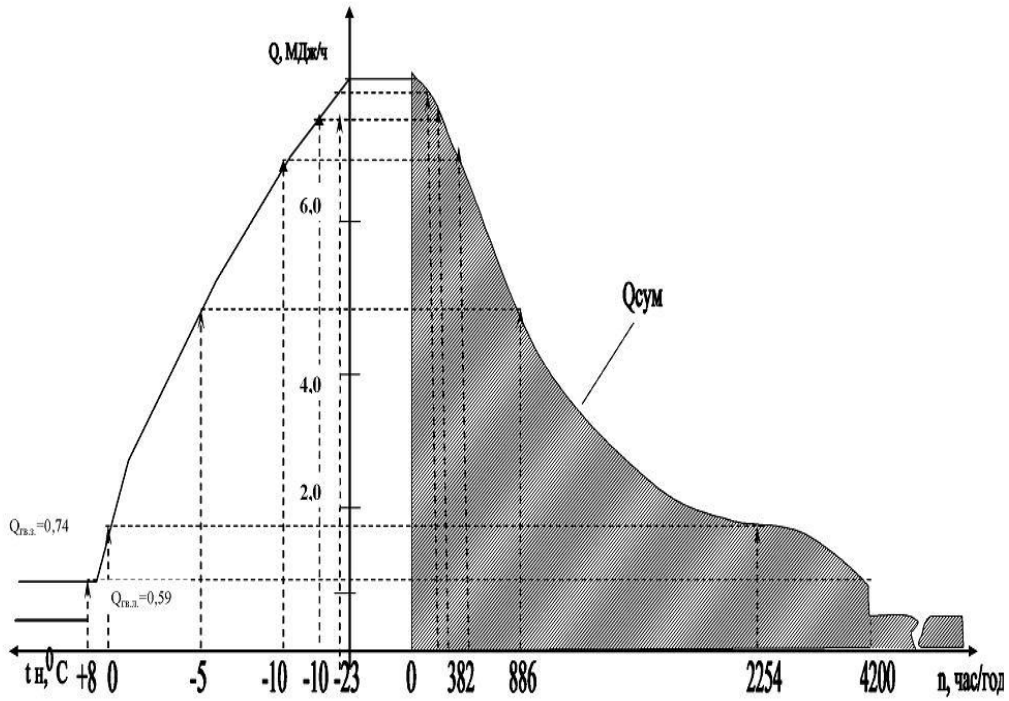


Рисунок 2.5 - Графік витрати теплоти

2.3.5 Графіки регулювання теплових навантажень

Теплопостачання плавильного цеху передбачене через 4-х трубну водяну систему, являє собою комбінацію двох двотрубних циркуляційних мереж:

а) для подачі тепла на опалення й вентиляцію, де застосовується централізоване якісне регулювання через опалювальне навантаження, що полягає в регулюванні відпуску теплоти шляхом зміни температури теплоносія при збереженні постійної кількості (витрати) води, що подається в регульовану установку. Завданням регулювання є підтримка постійної внутрішньої температури опалювального приміщення незалежно від температури зовнішнього повітря;

б) для подачі теплоти на ГВП і на технологічні потреби.

Тут підтримується постійна температура води, тобто застосовується кількісне регулювання відпуску теплоти шляхом зміни витрати гарячої води при постійній температурі її на вході у регульовану установку.

У наведених нижче розрахунках приймаємо наступні позначення:

$Q_o^{\max} = 1.87 \cdot 10^6$ кДж/год - максимальна часова витрата теплоти на опалення;

$t_{вн} = 16^o C$ - усереднена температура усередині приміщення;

$t_{но} = -22^o C$ - розрахункова температура зовнішнього повітря;

$t_{но}^{ср} = -0{,}4^o C$ - середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період;

$\tau_{1o} = 150^o C$ - температура води в трубопроводі, теплової мережі при -22 ºС;

$\tau_{2o} = 70^o C$ - температура води у зворотному трубопроводі теплової мережі при зовнішній температурі -22 ºС;

$\tau_{2o} = 95^o C$ - температура води в трубопроводі, що подає, системи опалення після змішання;

$\tau_{пр} = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2}$ - середня температура теплоносія в приладах, що нагріваються;

$t_{х.з} = +5^o C$ - температура води з джерела взимку;

$t_{п.л} = +15^o C$ - температура води із джерела влітку.

2.3.6 Температурний графік якісного регулювання опалювального навантаження

Відносна витрата теплоти на опалення при різній температурі зовнішнього повітря:

$$\overline{Q_o} = \frac{t_{вн} - t_н}{t_{вн} - t_{но}} = \frac{16 - t_н}{16 - (-22)} = \frac{16 - tн}{38} \ . \qquad (2.29)$$

Для побудови графіка якісного регулювання опалювального навантаження необхідно визначити температуру теплоносія у зворотному трубопроводі, теплової мережі при довільній температурі зовнішнього повітря за формулою:

- у подаючому трубопроводі :

$$\tau_1 = t_в + (\tau_{пр} - t_в) \cdot \overline{Q}_o^{0.8} + (\tau_{10} - \tau_{пр}) \cdot \overline{Q}_o \ , \qquad (2.30)$$

- у випадку відсутності змішання на абонентському введенні $\tau_3 = \tau_{10}$

$$\tau_{пр} = \frac{\tau_3 + \tau_{20}}{2} = \frac{\tau_{10} + \tau_{20}}{2} \ , \qquad (2.31)$$

$$\tau_{пр} = \frac{150 + 70}{2} = 110^{o}\,\text{C},$$

тоді:

$$\tau_1 = 16 + 94 \cdot \overline{Q}_o^{0.8} + 40 \cdot \overline{Q}_o \ , \qquad (2.32)$$

- у зворотному трубопроводі:

$$\tau_2 = \tau_1 - (\tau_{10} - \tau_{20}) \cdot \overline{Q}_o = \tau_1 - 80 \cdot \overline{Q}_o \, . \qquad (2.33)$$

Усі розрахунки заносимо в таблицю 2.6 і будуємо графік (рисунок 2.6).

Так як в дипломній роботі передбачається роздільна теплова мережа на опалення й вентиляцію, а на ГВП окремо, то відпадає діапазон (+8°С÷$t_{из}$) з постійною температурою води в подаючому трубопроводі мережі опалення й вентиляції.

Таблиця 2.6 –Вихідні дані для побудови графіка регулювання

Параметри	Температура зовнішнього повітря, °С					
	-22	-15	-10	-5	0	+8
$\overline{Q}_o$	1,0	0,82	0,68	0,55	0,47	0,21
τ_1	150	128,7	107,1	96,2	85,5	50,7
τ_2	70,0	63,1	52,7	52,2	47,9	33,9

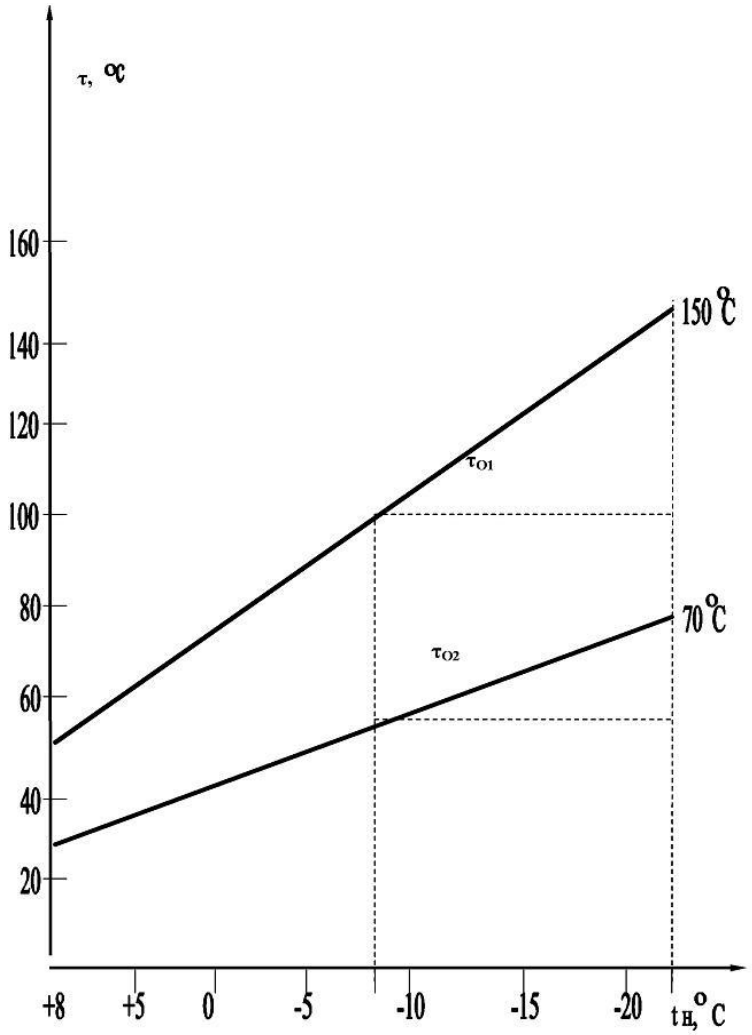


Рисунок 2.6 – Графік якісного регулювання опалювального навантаження

2.3.7 Температурний графік для вентиляційного навантаження

Відносна витрата теплоти на вентиляцію при різних температурах зовнішнього повітря:

$$\overline{Q_в} = \frac{t_в - t_н}{t_в - t_{но}} = \frac{16 - tн}{38} \qquad (2.34)$$

Температура води в подаючому трубопроводі теплової мережі при централізованому якісному регулюванні вентиляції:

$$\tau_{1в} = t_н + (\tau_{1о} - t_{но}) \cdot \overline{Q}_в . \quad (2.35)$$

Температура води у зворотному трубопроводі теплової мережі:

$$\tau_{2в} = \tau_{1в} - (\tau_{1о} - \tau_{2о}) \cdot \overline{Q}_в \ . \quad (2.36)$$

Підставляємо значення у формули й заносимо в таблицю 2.7.

Таблиця 2.7 – Вихідні дані для побудови температурного графіка для вентиляційного навантаження

Параметри	Температура зовнішнього повітря, °С					
	-22	-15	-10	-5	0	+8
$\overline{Q}_в$	1,0	0,82	0,68	0,55	0,47	0,21
$\tau_{1в}$	150	126	107	89,6	80,8	44,1
$\tau_{2в}$	70,0	60,4	52,6	45,6	43,2	27,3

Оскільки при якісному регулюванні витрата води й повітря через калорифер у діапазоні ($t_н > t_{нв}$) є постійною, отже, теплові навантаження калорифера в діапазоні ($t_н > t_{нв}$) = -8 °С змінюються прямо пропорційно максимальній різниці температури води на вході й виході калорифера. У діапазоні температур зовнішнього повітря ($t_н < t_{нв}$) вентиляційні установки звичайно працюють з рециркуляцією, тобто із забором частини повітря з приміщення й підмішуванням його перед калорифером до свіжого повітря, що надходить ззовні. При цьому ступінь рециркуляції регулюється таким чином, що температура повітря, що надходить у калорифер, залишається постійною. Загальна кількість повітря, що надходить у калорифер, також залишається

постійним у всьому розглянутому діапазоні теплових навантажень. Тому графік регулювання вентиляційного навантаження збігається із графіком регулювання опалювального навантаження.

2.3.8 Розрахунки витрати теплоносія

Витрата теплоносія на опалення, т/год:

$$G_o = \frac{Q_o^{(-22^oC)}}{c \cdot (\tau_{1o} - \tau_{2o})}\ , \qquad (2.37)$$

$$G_o = \frac{1{,}87 \cdot 10^6}{4{,}19 \cdot (150 - 70)} = 5{,}58\,.$$

Витрата теплоносія на вентиляцію, т/год :

$$G_в = \frac{Q_в^{(-8^oC)}}{c \cdot (\tau_в - \tau_{2в})}\ , \qquad (2.38)$$

$$G_в = \frac{2{,}3 \cdot 10^6}{4{,}19 \cdot (104 - 50)} = 10\,.$$

Сумарна розрахункова витрата води в тепловій мережі, т/год :

$$G_{ов}=5{,}58+10=15{,}58.$$

2.4 Вибір устаткування теплового пункту

2.4.1 Розрахунок витрати пари

Для забезпечення заданого теплового навантаження за рахунок використання теплоти охолодження елементів плавильних печей, у цеху встановлюється індивідуальний тепловий пункт (ІТП). В ІТП передбачається установка пароводяних підігрівників мережної води для забезпечення навантаження опалення й вентиляції; вакуумний деаератор, призначений для деаерації підживлювальної води для теплової мережі й забезпечення навантаження ГВП. В ІТП встановлюється також устаткування для хімічної обробки вихідної води, що надходить на підживлення теплових мереж і живлення СВО.

Відповідно теплової схеми пар, вироблений у СВО використовується:

- для нагрівання вихідної води в пароводяному підігрівнику П-1;

- для нагрівання зм'якшеної води в пароводяному підігрівнику П-2;

- для нагрівання води на опалення й вентиляцію в пароводяному підігрівнику П-3;

- для нагрівання й барботажа живильної води в деаераторі.

Витрата пари на підігрівник П-1.

Витрата пари на підігрівник сирої води П-1 визначається за формулою, т/год:

$$D_{п-1} = G_{обез} \cdot \frac{\left(i_1'' - i_1'\right)}{\left(i_{п1} - i_{конд}\right)\eta}\ , \qquad (2.39)$$

де i_1', i_1''- ентальпія вихідної води при вході й виході з підігрівника П-1, приймається при температурі відповідно t'_1 = 5 °С, t''_1 = 40 °С; i_1' = 21 кДж/кг, i_1'' = 167,6 кДж/кг;

$i_{конд}$ - ентальпія конденсату, що гріє пару при $t_{конд}$ = 80 °С ;

$i_{кон\ д}$= 335,2 кДж/кг;

$i_{п1}$ = 2709,7 кДж/кг - ентальпія сухої насиченої пари при тиску 0,2 МПа;

η = 0,98 – ККД підігрівальної установки;

$G_{с.в.}$ - витрата сирої води, т/год.

$$G_{с.в} = G_{г.в}^{зим} + G_{вп}^{хво} + G_{исх}^{хво} + G_{ут}^{ост} \ , \qquad (2.40)$$

де $G_{гв}^{зим}$ = 5,43 т/год – витрата води на гаряче водопостачання в зимовий період;

$G_{вп}^{хво}$= 1,48 т/год – витрата води на власні потреби блоку хімводоочистки (ХВО);

$G_{сио}^{хво}$= 2,15 т/год – витрата води на СВО;

$G_{ут}^{сет}$= 0,35 т/год – витрата води на заповнення втрат у теплових мережах.

$$G_{с.в.}=5,43+1,48+2,15+0,35=9,4;$$

тоді:

$$D_{п-1} = \frac{9,4 \cdot (167,6 - 21)}{(2709,7 - 335,2) \cdot 0.98} = 0.6 .$$

Витрата пари на підігрівник хімочищеної води П-2.

Витрата пари на підігрівник П-2 визначається за формулою, т/год :

$$D_{п-2} = G_{деаэр.} \cdot \frac{i_2'' - i_2'}{(i_{п2} - i_{конд.}) \cdot \eta} \ , \qquad (2.41)$$

де i_2' = 167,6 кДж/кг;

i_2'' = 209,5 кДж/кг;

$i_{п2}$ = 2709,7 кДж/кг;

$i_{конд.}$ = 335,2 кДж/кг;

η = 0,98;

$G_{деаер.}$ - витрата води на деаерацію,т/год:

$$G_{деаер.} = G_{г.в}^{зим} + G_{сио}^{хво} + G_{ут}^{ост} , \quad (2.42)$$

$$G_{деаер.} = 5{,}43 + 2{,}15 + 0{,}35 = 7{,}93 ,$$

тоді:

$$D_{п-2} = \frac{7{,}93 \cdot (209{,}5 - 167{,}6)}{(2709{,}7 - 335{,}2) \cdot 0{,}98} = 0{,}14 .$$

Витрата пари на підігрівник мережної води П-3

Витрата пари на підігрівник П-3 визначається за формулою, т/год:

$$D_{п-3} = G_{ов} \cdot \frac{i_3'' - i_3'}{(i_{п3} - i_{конд.}) \cdot \eta} , \quad (2.43)$$

де i_3' = 293,3 кДж/кг при t = 70 °С;

i_2'' = 631 кДж/кг при t = 150 °С;

$i_{п3}$ = 2770,4 кДж/кг при P = 0,8 МПа;

$i_{конд.}$ = 587,4 кДж/кг при $t_к$ = 140°С;

$G_{ов}$=15,58 т/год – витрата води в зимовий період на опалення й вентиляцію.

Тоді:

$$D_{п-з} = 15{,}58 \cdot \frac{631 - 293{,}3}{(2770{,}4 - 587{,}4) \cdot 0{,}98} = 2{,}75.$$

Витрата пари на власні потреби ІТП.

Витрата пари на власні потреби ІТП визначається за формулою, т/год:

$$D_{сн} = \frac{q}{10} \cdot D_{сио} \ , \qquad (2.44)$$

$$D_{сн} = \frac{2}{100} \cdot 9{,}6 = 0{,}2 \, ,$$

де q = 2 % від сумарної паропродуктивності СВО цеху:

$D_{сио}$- сумарний виробіток пари в установках СВО, $D_{сио}$ = 9,6 т/год.

Витрата пари на деаератор.

Витрата пари на деаератор визначається за формулою, т/год:

$$D_{п-9} = G_9 \cdot \frac{i_9'' - i_9'}{\left(i_{п9} - i_9''\right) \cdot \eta} \ , \qquad (2.45)$$

де i_9'' = 293,3 кДж/кг при P_9 = 0,03 МПа – ентальпія води в деаераторі при t_9 = 70 °С;

i_9 = 209,5 кДж/кг при t = 50 °С – ентальпія води на вході в деаератор;

$i_{п9}$ = 2709,7 кДж/кг – ентальпія пари, що гріє, при Р = 0,3 МПа;

η = 0,98 – коефіцієнт теплових втрат;

G_9 = 7.93 т/год – повна кількість деаерированої води.

Тоді:

$$D_{п-д} = 7{,}93 \cdot \frac{293{,}3 - 209{,}5}{(2709{,}7 - 293{,}3) \cdot 0{,}98} = 0{,}28 \, .$$

Загальна витрата пари в зимовий період, т/год:

$$D_{заг.} = D_{п-1} + D_{п-2} + D_{п-3} + Dп\text{-}Д + D_{сн}, \quad (2.46)$$

$$D_{заг.} = 0,6 + 0,14 + 2,75 + 0,28 + 0,2 = 3,97.$$

Вироблена СВО пара – суха насичена, має тиск 0,8 МПа й ентальпію $i_п$=2770 кДж/кг. Ентальпія живильної води (конденсат 80 % при t = 80 °С).

$$i_{пв} = 4,19 \cdot 0,8 \cdot 80 = 268 \text{ кДж/кг}.$$

Тоді теплова потужність ІТП у зимовий період складе, кДж/с:

$$Q_З = \frac{D_{заг} \cdot (i_п - i_{пв})}{3600} = \frac{3,97 \cdot (2770 - 268) \cdot 10^3}{3600} = 2759.$$

Витрата пари в літній період.

У літній період опалення й вентиляція відсутні, а на ГВП у літній період витрачається вода в кількості $G_{ГВ}^{л}$ = 2 т/год. З обліком цього зміниться й витрата пари на деаератор, на пароводяні підігрівники П-1 і П-2. Пароводяний підігрівник П-3 блоку мережної установки на опалення й вентиляцію буде відключений.

З обліком вищесказаного визначаємо витрати води на деаератор у літній період, т/год :

$$G_д^{л} = G_{гв}^{л} + G_{icx}^{хво}, \quad (2.47)$$

$$G_д^{л} = 2 + 2,15 = 4,15.$$

Витрата пари на деаератор, т/год:

$$D^{л}_{п-g} = 4{,}15 \cdot \frac{(293{,}3 - 209{,}5)}{(2709{,}7 - 293{,}3) \cdot 0{,}98} = 0{,}14.$$

Витрата пари на П-1, т/год :

$$D^{л}_{п-1} = 5{,}63 \cdot \frac{(176{,}6 - 21)}{(2709{,}7 - 335{,}2) \cdot 0{,}98} = 0{,}348.$$

Витрата пари на П-2, т/год:

$$D^{л}_{п-2} = 4{,}15 \cdot \frac{(209{,}5 - 167{,}6)}{(2709{,}7 - 335{,}2) \cdot 0{,}98} = 0{,}073.$$

Загальна витрата пари в літній період, т/год :

$$D^{л}_{п.заг} = 0{,}348 + 0{,}0073 + 0{,}14 = 0{,}56.$$

Теплова потужність ІТП у літній період, кДж/кг:

$$Q_{л} = \frac{D^{л}_{п.заг} \cdot (i_{п} + i_{пв})}{3600} = 390.$$

При розрахунковому споживанні пари на власні потреби плавильного цеху відповідно в зимовий період 2,57 т/год і літній – 0,56 т/год СВО однієї печі при проектній паропродуктивності 3,2 т/год повністю забезпечить цех тепловою енергією для потреб опалення, вентиляції й гарячого водопостачання.

Для максимального використання теплоти пари, що одержана в установках СВО при їхньому впровадженні на шести плавильних печах, рекомендується включення її в загальнозаводські парові мережі.

2.4.2 Вибір устаткування теплового пункту

Водопідготовча установка.

Основними критеріями вибору схеми обробки води для парогенеруючих установок є:

а) величина продувки;

б) відносна лужність котлової води;

в) вміст вуглекислоти в парі.

Для опалювально-виробничих котелень низького тиску рекомендується економічно прийнятна величина продувки до 10%. По цьому показникові рекомендується застосовувати схему *Na* – катіонування.

Відносна лужність котлової води дорівнює відносній лужності обробленої води й визначається за формулою:

$$Щ_o^{кв} = Щ_o^{ов} = \frac{40 \cdot Щ_{ов}}{S_{ов}} \cdot 100 \ , \qquad (2.48)$$

де $Щ_{ов}$ – карбонатна твердість вихідної води;

$Щ_{ов}$=*9*(мг-екв)/л;

$$Щ_o^{кв} = \frac{40 \cdot 9 \cdot 100}{1060} = 33{,}96.$$

Згідно [22] $Щ_o^{кв}$ повинна бути не вище 20%.

При величині $Щ_o^{кв} > 20\%$ необхідно передбачити її нітратірування (дозування нітратів у хімічно оброблену воду).

Для цього використовується шайбовий дозатор. Вибираємо шайбовий дозатор №4 з розмірами:

- зовнішній діаметр – 478мм

- висота – 2320мм

- добова витрата 10% розчину сульфату амонію – 400л.

Na – катіонітні фільтри.

Вибір кількості й типорозмірів *Na* – катіонітних фільтрів здійснюється по заданій швидкості фільтрування.

Для даної продуктивності ХВО вибираємо три блокові водопідготовчі установки Д-21357/А з діаметром фільтрів $Д_ф$= 480мм.

Матеріал фільтруючого шару – катіоніт КУ-2.

До складу блоку входить розчинний бак діаметром 480мм, висотою – 1100мм, ежектор для розведення розчину солі й подачі його у фільтр.

Магнітна обробка води.

Магнітний метод обробки води для парових котлів заснований на тому, що вода після впливу на неї магнітного поля певної напруженості ≤2000Е і полярності при нагріванні її вище 100°С не дає накипних відкладань.

Для магнітної обробки води в схемі ХВО передбачається установка типу ЕММА-20.

Деаерація.

Захист від корозії трубопроводів і устаткування здійснюється видаленням з живильної води розчинених у ній агресивних газів – кисню O_2, вуглекислотиCO_2, сірководню H_2S. Основним методом видалення з води розчинених газів є термічна деаерація.

При розрахунковій витраті води, що надходить на деаерацію в кількості 7,93 т/год вибираємо вакуумний деаератор ДСВ-15, продуктивністю 15т/год, який комплектується охолоджувачем випора ОВ-2 і ежектором ЕВ-10. Ежектор включений за замкненою схемою з баком робочої води й насосом 2 ДО-6А.

Баки-акумулятори.

Так як витрата води на гаряче водопостачання протягом доби нерівномірна, передбачаємо установку бака-акумулятора з вбудованим пароводяним підігрівником, що забезпечує покриття пікового навантаження в період перезмін.

Ємність бака-акумулятора вибираємо виходячи із двогодинного запасу води:

$$V = 2 \cdot G^{ср.ч} \ , \qquad (2.49)$$

$$V = 2 \cdot 2{,}944 = 5{,}88 \ \text{м}^3$$

де $G^{ср.\ ч}$ - середньогодинна витрата гарячої води, м^3/год.

Вибираємо типовий підігрівник з ємністю резервуара 6,0 м^3.

Мережні насоси.

Робочий напір мережного насоса визначається за формулою:

$$H_{сн} = \Delta H_{сп} + \Delta H_{под} + \Delta H_{об} + \Delta H_{аб} \ , \qquad (2.50)$$

де $\Delta H_{сп}$ – втрати напору в мережних підігрівниках, приймаємо 2,5 м.в.ст.;

$\Delta H_{под}$, $\Delta H_{зв}$ – втрати напору в подаючому й зворотному трубопроводах теплової мережі, проймаємо: $\Delta H_{под,} = \Delta H_{зв}$=0,7 м.в.ст;

$\Delta H_{аб}$ – розміщуваний напір у абонентів, $\Delta H_{аб}$=15м.в.ст.

Тоді

$$H_{сн}=2{,}5+2\cdot 0{,}7+15=21{,}4 \text{ м.в.ст.}$$

З урахуванням ваги води:

$$H_{сн} = \frac{21{,}4}{0{,}978} = 21{,}9 \ \text{м.в.ст.}$$

Розрахункова витрата води в тепловій мережі дорівнює $G_{ов}$=15,58т/год.

$$V = \frac{G_{ов}}{\gamma} = \frac{15{,}58}{0{,}978} = 15{,}93 \ \text{м}^3/\text{год.}$$

Для ІТП обираємо 2 насоса типу IPL 32/175-4/2 (Wilo) продуктивністю 10÷20м^3/год і напором *H*=10÷35 м.в.ст., один з яких – резервний. Технічні характеристики насоса представлені в таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 – Технічні характеристики насоса IPL 32/175-4/2 (Wilo).

№ п/п	Найменування	Значення показника	Одиниця вимірювання
1	Продуктивність	20	м^3/год
2	Напір	34,5	м
3	Максимальний робочий тиск	10	бар
4	Встановлення	Поверхневий насос	
5	Напруга	3~400	В
6	Частота	50	Гц
7	Потужність двигуна	400	Вт
8	Підключення	Фланцеве	
10	Макс.t° рідини	120	°С

Підживлювальні насоси.

Продуктивність підживлювального насоса визначається величиною витоків води з теплової мережі, яка дорівнює 0,35т/год.

Напір підживлювального насоса вибирається залежно від висоти підключених будівель і тиску на всосі мережних насосів. Приймаємо напір підживлювального насоса Н = 25м.в.ст. Тоді до установки приймаємо два насоси типу MHI 203 3 (Wilo) з напором Н=26 м.в.ст., продуктивністю 2 м^3/год. Технічні характеристики насоса MHI 203 3 (Wilo) представлені у таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 - Технічні характеристики насоса MHI 203 3 (Wilo)

№ п/п	Найменування	Значення показника	Одиниця вимірювання
1	Продуктивність	2	$м^3$/год
2	Напір	26	м
3	Максимальний робочий тиск	10	бар
5	Напруга	3~400	В
6	Частота	50	Гц
7	Потужність двигуна	0,55	кВт
8	Підключення	Для горизонтального трубопроводу	
9	Макс.t° рідини	110	°С

Циркуляційні насоси ГВП.

Необхідний напір:

$$H_{тр}=(h+\Delta H_{ц}+\Delta H_{под}+\Delta H_{в})\cdot 1{,}15, \quad (2.51)$$

де $h=8$ м – геометрична висота подачі до самої високорозміщеної точки;

$\Delta H_{ц}$, $\Delta H_{ц}$ – гідравлічний опір подаючого й циркуляційного трубопроводів, приймаємо рівним 10 м.в.ст.;

$\Delta H_{в}$ – гідравлічний опір водопідігрівача, приймаємо рівним 5 м.в.ст.

Тоді необхідний напір насоса ГВП рівний

$$H_{тр}=(8+10+10+5)*1{,}15=37{,}9 \text{ м.в.ст.}$$

До установки приймаємо насос типу Wilo TOP-S 40/10 EM з напором 40 м.в.ст., продуктивністю 10 $м^3$/год. Технічні характеристики насоса Wilo TOP-S 40/10 EM представлено у таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 – Технічні характеристики насоса Wilo TOP-S 40/10 EM

№ п/п	Найменування	Значення показника	Одиниця вимірювання
1	Макс. продуктивність	21	$м^3$/год
2	Напір	10	м
3	Максимальний робочий тиск	10	бар
4	Споживана потужність	350	Вт
5	Напруга	230	В
6	Частота	50	Гц
7	Підключення	Фланцеве	

Живильні насоси.

Для живлення СВО водою встановлюємо два живильні насоси. Продуктивність кожного насоса повинна бути не менш 120% номінальної паропродуктивності всіх працюючих парогенеруючих систем.

Продуктивність насосів:

$$G_{ин}=D_{СВО}\cdot\eta\cdot K, \quad (2.52)$$

$$G_{ин}=3{,}2\cdot3\cdot1{,}2=11{,}52 \text{ т/год.}$$

Орієнтовно напір живильних насосів визначається:

$$H_{ин}=10P_{б}+(10\div20), \text{ м.в.ст.}, \quad (2.53)$$

де $P_{б}$=8 кгс/$см^2$ – надлишковий тиск у барабані-сепараторі

$$H_{пн}=10\cdot8+10=90 \text{м.в.ст.}(0{,}9 \text{ МПа}).$$

Вибираємо два насоси типу Wilo-Economy MHIL з електродвигуном 4А80СЦ, потужністю 1,5кВт, продуктивністю 16$м^3$/год, напір – 1,6 МПа. Один – резервний. Технічні характеристики насоса Wilo-Economy MHIL представлені у таблиці 2.11.

Таблиця 2.11 – Технічні характеристики насоса Wilo-Economy MHIL

№ п/п	Найменування	Значення показника	Одиниця вимірювання
1	Макс. продуктивність	1,6	$м^3$/год
2	Напір	16	м
3	Максимальний робочий тиск	10	бар
4	Споживана потужність	840	Вт
5	Напруга	3~400	В
6	Частота	50	Гц

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі проведено аналіз структури енергоспоживання ПрАТ «Дніпроспецсталь», аналіз енергоспоживання пари сталеплавильного виробництва. Аналіз показав, що основне споживання припадає на опалення - 83,4%, гаряче водопостачання (ГВП) - 6,23% і втрати тепла в паропроводах - 5,83%. У зимовий час істотна кількість теплової енергії пари витрачається цехом на різні види місцевого опалення (75,6%), а також розігрів, приготування й транспортування різних видів масел і змащень (6,79%).

При розробці енергозберігаючих заходів значної економії енергії пари можна досягти за рахунок одержання пари від систем випарного охолодження електроплавильних печей.

2. Проведено аналіз існуючих способів охолодження елементів електродугових плавильних печей. Показано, що охолодження проточною водою пов'язане з великими втратами енергії. Запропонований більш прогресивний енергоекономічний метод охолодження – випарний. Наведений тепловий і гідравлічний розрахунок охолоджуваних елементів, визначена кількість теплоти, одержувана при охолодженні елементів печі. Розроблена схема використання вторинної теплової енергії для потреб опалення, вентиляції й гарячого водопостачання цеху. Річний обсяг теплової енергії, одержуваної в системі випарного охолодження становить 5108,3 ГДж.

3. Для забезпечення заданого теплового навантаження за рахунок використання теплоти охолодження елементів плавильних печей, у цеху встановлюється індивідуальний тепловий пункт. Зроблені розрахунки та обрано устаткування теплового пункту.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Міністерство енергетики України : веб сайт. URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/doccatalog/list?currDir=50358 (дата звернення 10.09.2020).

2. Державна служба статистики України : веб сайт. URL: http://www.ukrstat.gov.ua (дата звернення 04.11.2020).

3. Державна служба статистики України : веб сайт. URL: http://www.ukrstat.gov.ua/druk/publicat/kat_u/2018/dop/06/dop_vp2017.pdf (дата звернення 21.09.2020).

4. Нафтогаз група. Обсяги використання газу : веб сайт. URL: https://www.naftogaz.com/www/3/nakweb.nsf/0/8B3289E9F4B2CF50C2257F7F0054EA23?OpenDocument&Expand=7&] (дата звернення 15.10.2020).

5. Бирюков А. Б. Энергоэффективность и качество тепловой обработки материалов в печах : монография. Донецк : Ноулидж, 2012. 247 с.

6. Лисиенко В. Г., Щелоков Я. М., Ладыгичев М. Г. Топливо. Рациональное сжигание, управление и технологическое использование : справ. в 3 кн. Кн. 2. / под ред. Лисиенко В. Г. Москва : Теплотехник, 2004. 832 с.

7. Одиноченков В. В., Гаврева И. В. Обеспечение разработки и реализации стратегии эффективности ресурсо - и энергопотребления на предприятиях промышленности. *Экономика, организация и управление предприятиями, отраслями, комплексами*. 2013. №3. С. 32-34.

8. Сазонов Э. В., Семенов В. Н. Утилизация теплоты и очистка газовых выбросов: монография. Воронеж : ВГАСУ, 2010. − 142 с.

9. Фиалко Н. М., Шеренковский Ю. В., Степанова А. И. и др. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа. *Промышленная теплотехника*. 2008. № 3. С. 68-76.

10. Ревун М. П., Зинченко В. Ю. Перспективные направления совершенствования тепловой работы нагревательных и термических камерных печей. *Металлургическая теплотехника (Сборник научных трудов НМетАУ)*. 2006. № 6. С. 294-302.

11. Парсункин Б. Н., Андреев С. М., Комаров А. В. Оптимальный режим использования топлива при энергосберегающем нагреве. *Изв. ВУЗ. ЧМ.* 2004. №12. С. 48-53.

12. Регулювання тиску в робочому просторі дугової сталеплавильної печі [Електронний ресурс] Режим доступу: \WWW/ URL: https://works.doklad.ru/view/7g4mLWNVKZY/all.html – Загол. з екрану;

13. Система евакуації та очистки пічного газу [Електронний ресурс] Режим доступу: \WWW/ URL: https://steeltimes.ru/minizavod/236/236.php – Загол. з екрану;

14. Спосіб відводу газів у дуговій сталеплавильній печі та пристрій для використання [Електронний ресурс] Режим доступу: \WWW/ URL: http://www.findpatent.ru/patent/242/2426799.html – Загол. з екрану.