

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет будівництва, теплоенергетики та газопостачання
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра теплоенергетики
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка
до магістерської дипломної роботи
магістр
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: "Енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу"

Виконав: студент 2 курсу, групи ТЕ-19мз
спеціальності
144 – теплоенергетика
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

_____ Мазур В.І.
(прізвище та ініціали)
Керівник _____ Співак О. Ю.
(прізвище та ініціали)

Опонент _____ Дудар І.Н.
(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2021 рік

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет

БТЕГП

Кафедра

теплоенергетики

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність 144 – теплоенергетика

Освітня програма – теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТЕ
С. Й. Ткаченко
2021 року

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Мазуру Володимиру Івановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу»
керівник роботи Співак Олександр Юрійович, к. т. н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від “09” березня 2021 р. № 64
2. Строк подання студентом роботи 05.06.21.
3. Вхідні дані до роботи видатність $G=250$ кг/період; температура сушіння на вході $t_{\text{вх}}=65$ °С і на виході 60 °С відповідно; початкова вологість матеріалу $\omega=85\%$; кінцева вологість матеріалу $\omega=14\%$; температура зовнішнього повітря 20 °С, відносна вологість повітря 80%.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки: науково-аналітичне обґрунтування МКР; технічна частина; організаційно-технологічне забезпечення реалізації проектних рішень; охорона праці; висновки; додатки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): сушарка САД-14 камерна конвективна; сушарка САД-14 схема теплова функціональна; газоповітряний пластинчастий теплообмінник; варіантний аналіз; конденсаційний теплообмінник; конденсатовідвідник; циклон ЦН-15-600; план сушильного цеху; схема аксонометрична; календарний план монтажних робіт; функціональна схема автоматизації камерної сушарки САД-14; графічні залежності.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Оцінювання ефективності інноваційного проекту	к.т.н., доцент Лялюк О.Г.		
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	к.т.н., доцент Віштак І.В.		

7. Дата видачі завдання 11.03.2021р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів БДР	Строк виконання етапів БДР	Примітка
1.	Аналіз літературних та патентних джерел	12.03.2021	
2.	Багатоваріантний аналіз	20.03.2021	
3.	Математичне моделювання та числовий експеримент	26.03.2021	
4.	Тепловий розрахунок камерної сушарки	30.04.2021	
5.	Розрахунок модернізованої сушарки	04.04.2021	
6.	Розрахунок газоповітряного теплообмінника	10.04.2021	
7.	Розрахунок конденсаційного теплообмінника	15.04.2021	
8.	Розрахунок газоочисного обладнання	20.04.2021	
9.	Розробка схеми монтажу додаткового обладнання	01.05.2021	
10.	Модернізація схеми автоматизації сушарки	10.05.2021	
11.	Оцінювання економічної привабливості проекту	19.05.2021	
12.	Охорона праці	20.05.2021	
13.	Формування висновків	29.05.2021	
14.	Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	01.06.2021	
15.	Перевірка на плагіат	05.06.2021	
16.	Захист МКР	10.06.2021	

Студент _____ Мазур В.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Співак О.Ю.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

УДК 621.33.221

Мазур В.І. Енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 144 – теплоенергетика, освітня програма - теплоенергетика. Вінниця: ВНТУ, 2021. 149 с.

Укр. мовою. Бібліогр.: 72 назв; рис.: 26; табл. : 23.

В магістерській кваліфікаційній роботі розглянуто проблеми енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу.

На підставі аналізу літературних джерел і розрахунків здійснено багатоваріантний аналіз ефективності схем руху теплоносія в сушарці.

Складено математичну модель роботи сушарки. Числовий експеримент на матмоделі дозволив визначити оптимальну швидкість сушіння і спрогнозувати вихід готового продукту в залежності від швидкості випаровування і тривалості сушіння.

В технічному розділі проведені розрахунки теоретичної та дійсної сушарки. Розрахована необхідна частка рециркуляції повітря. Визначені параметри повітря на всіх етапах підготовки до сушіння і під час самого процесу. Складено тепловий баланс дійсної сушарки.

Розроблені теплообмінник-утилізатор і конденсаційний теплообмінник для підвищення енергозбереження в камерній сушарці.

Для очищення теплоносія від забруднення пилом розраховано газоочисне обладнання.

Розроблено технологію монтажу компактного теплообмінника та газоочисного обладнання. Визначено склад і об'єми робіт, трудомісткість виконання монтажних робіт, необхідне обладнання для монтажу. Розроблені календарний графік монтажу системи, графік руху робітників та графік руху машин та механізмів.

Виконано модернізацію схеми автоматики камерної конвективної сушильної установки, розглянуто засоби контролю та автоматизації технологічних процесів, точки контролю з виводом на пульт керування.

Визначено інноваційну привабливість проекту і його окупність.

Розроблено заходи з покращення умов праці і безпеки життєдіяльності.

Пояснювальна записка містить 129 сторінок без додатків, графічна частина роботи включає 12 креслень на листах формату А3, список літератури 72 найменувань.

Ключові слова: сушіння, сушарка, конвекція, сушильний процес, сушильний агент.

ABSTRACT

UDC 621.33.221

Mazur V.I. Energy saving in convective dryers of chamber type. Master's qualification work in the specialty 144 - heat power, educational program - heat power. Vinnytsia: VNTU, 2021. 149 p.

Ukr. language. Bibliogr. : 72 titles; fig. : 26; table. : 23.

In the master's qualification work the problems of energy saving in convective dryers of chamber type are considered.

On the basis of the analysis of literature sources and calculations the multivariate analysis of efficiency of schemes of the movement of the heat carrier in the dryer is carried out.

A mathematical model of the dryer operation is made. Numerical experiment on the matmodel allowed to determine the optimal drying rate and predict the yield of the finished product depending on the evaporation rate and drying time.

The technical section calculates the theoretical and actual dryer. The required share of air recirculation is calculated. Air parameters are determined at all stages of preparation for drying and during the process itself. The heat balance of the actual dryer is made.

The heat exchanger-utilizer and the condensing heat exchanger for increase of energy saving in the chamber dryer are developed.

Gas cleaning equipment is designed to clean the coolant from dust pollution.

The technology of installation of a compact heat exchanger and gas cleaning equipment has been developed. The composition and scope of work, the complexity of installation work, the necessary equipment for installation are determined. The calendar schedule of system installation, the schedule of movement of workers and the schedule of movement of cars and mechanisms are developed.

The modernization of the automation scheme of the chamber convective drying unit is performed, the means of control and automation of technological processes, control points with output to the control panel are considered.

The innovative attractiveness of the project and its payback are determined.

Measures have been developed to improve working conditions and safety.

The explanatory note contains 129 pages without appendices, the graphic part of the work includes 12 drawings on A3 sheets, a list of references of 72 titles.

Key words: drying, dryer, convection, drying process, drying agent.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 НАУКОВО-АНАЛІТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ МКР	6
1.1 Загальні відомості про сушіння матеріалів	6
1.2 Механізм процесу сушіння	8
1.3 Форми зв'язку вологи з матеріалом	13
1.4 Вплив умов та параметрів сушіння на процес сушіння.....	13
1.5 Загальні відомості про камерні сушарки.....	14
1.6 Типова конструкція камерної сушарки для сушіння сільськогосподарської продукції	14
1.7 Багатоваріантний аналіз	17
1.7.1 Вихідні дані для розрахунку	18
1.7.2 Розрахунок схеми руху теплоносія на продув (варіант 1)	18
1.7.3 Схема руху теплоносія з проміжним підігрівом (варіант 2).....	21
1.7.4 Схема руху теплоносія з замкненою циркуляцією (варіант 3).....	22
1.7.5 Схема руху теплоносія з циркуляцією і підігрівом (варіант 4).....	24
1.7.6 Схема руху теплоносія з частковою рециркуляцією (варіант 5).....	25
1.7.7 Результати варіантного аналізу	27
1.8 Математичне моделювання і числовий експеримент	27
1.8.1 Опис математичної моделі	27
1.8.2 Обговорення результатів числового дослідження.....	30
Висновки до розділу 1	32
2 ТЕХНІЧНА ЧАСТИНА	33
2.1 Тепловий розрахунок камерної конвективної сушарки на прикладі сушарки „САД-14”	33
2.1.1 Початкові дані для розрахунку	33
2.1.2 Процес в теоретичній сушарці.....	34
2.1.3 Масовий баланс	35
2.1.4 Тепловий баланс теоретичної сушарки	36
2.1.5 Розрахунок швидкості повітря в робочій камері	37
2.2 Аеродинамічний розрахунок і вибір витяжних вентиляторів.....	41
2.2.1 Витрата повітря.....	41
2.3 Аеродинамічний розрахунок	44
2.4 Тепловий баланс дійсної сушарки	47
2.4.1 Теплові втрати через ізоляцію робочої камери	47
2.5 Модернізована теплова схема сушарки.....	53
2.5.1 Формування початкових даних.....	53
2.5.2 Розрахунки модернізованої теплової схеми	54
2.6 Розрахунки газоповітряного ТА.....	57
2.6.1 Початкові дані відпрацьованого теплоносія і свіжого повітря	57
2.6.2 Тепловий баланс ТА і потужність ТА	58
2.6.3 Розрахунок площі теплообміну.....	60

2.6.4 Аеродинамічні втрати в пластинчастому ТА	67
2.7 Розрахунок конденсаційного теплообмінного апарата.....	68
2.7.1 Формування початкових даних.....	68
2.7.2 Потужність конденсаційного ТА.....	69
2.7.3 Тепловий розрахунок ТА.....	71
2.7.4 Площа теплообміну в конденсаційному ТА.....	75
2.7.5 Гідро- та аеродинамічний розрахунок конденсаційного ТА	80
2.8 Розрахунок циклона.....	84
2.8.1 Ефективність роботи циклона.....	85
2.8.2 Коефіцієнт гідравлічного опору циклона	88
3 ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	92
РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ	92
3.1 Монтаж допоміжного обладнання	92
3.1.1 Аналіз об'єкта монтажу	92
3.1.2 Підбір обладнання і матеріалів для монтажу теплообмінника	93
3.1.4 Підбір обладнання і матеріалів для монтажу циклона.....	94
3.1.5 Визначення складу і об'ємів робіт.....	95
3.1.6 Загальні витрати на паливні та енергетичні ресурси при монтажі	99
3.1.7 Визначення трудомісткості виконання монтажних робіт.....	99
3.2 Принципові рішення з модернізації автоматизації системи	102
регулювання параметрів сушарки.....	102
3.2.1 Опис об'єкта автоматизації	102
3.2.2 Обґрунтування вибору регульованих величин та каналів регулюючого впливу	102
3.2.3 Технологічний захист та контроль фізичних величин	108
3.2.4 Технологічна сигналізація.....	109
3.3 Визначення економічної привабливості інноваційного проекту.....	110
Висновки до Розділу 3.....	111
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	113
4.1 Аналіз умов праці	113
4.2 Виробнича санітарія	113
4.2.1 Мікроклімат	114
4.2.2 Освітлення.....	116
4.2.3 Шум.....	116
4.2.4 Вібрації	117
4.3 Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта	118
4.3.1 Електробезпека	119
4.4 Пожежна безпека	119
ВИСНОВКИ.....	121
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	123
Додатки.....	130
Додаток А – ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	131
Додаток Б – Лістинг програми математичної моделі.....	135
Додаток В – Локальний кошторис на монтажні роботи №1	142

ВСТУП

Процес видалення з матеріалу будь-якої її рідини шляхом її випаровування, в результаті чого в ньому збільшується відносний вміст сухих речовин називають сушінням.

Цей процес широко застосовують у різних видах промисловості. Зараз важко знайти підприємство, де б в технологічній обробці матеріалів не застосовувався процес сушіння. Для збільшення теплоти згорання сушать паливо, сільськогосподарську сировину – для збільшення тривалості зберігання, для полегшення подальшої обробки, для зменшення ваги, зміни фізико – хімічних властивостей. Тому розробки, спрямовані на оптимізацію параметрів процесу сушіння, зниження собівартості і підвищення якості висушеного продукту є **актуальними**.

Головним завданням сучасності є створення високовиробничих та високоекономічних сушильних апаратів та установок, де б застосовувалися нові методи, способи і режими сушіння, які б забезпечували наскрізну автоматизацію усього технологічного процесу.

При проектуванні сушарок прагнуть до розв'язку наступних задач:

- застосовувати раціональний спосіб підводу теплоти до висушеної сировини;
- отримати найкращі техніко – економічні показники при необхідній якості продукту (мінімальні капітальні затрати, мінімальну вартість сушіння, найменші затрати теплоти та електроенергії);
- добиватися мінімізації габаритних розмірів сушильної установки.

Тобто, загальними напрямками інтенсифікації будь-якого сушильного процесу є збільшення поверхні матеріалу, забезпечення рівномірності сушіння, збільшення швидкості теплопередачі, покращення апаратної схеми процесу і використання сушильних агентів високого потенціалу [1].

Магістерська робота присвячена дослідженням способів і методів енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу для сушіння сільськогосподарської продукції.

Камерні сушарки є найуніверсальнішими конструкціями сушильної техніки. В них можна виробляти сушню найвищої якості з будь-яких продуктів: з фруктів (абрикоси, груші, сливи, вишні, яблука тощо); з культурних ягід (аронія, виноград, калина, ожина, малина, смородина, суниця, шовковиця), з дикоростучих ягід (кизил, глід, горобина, терен, шипшина чорниці, тощо); з овочів (капуста, морква, перець, баклажани, біле коріння, буряк, цибуля помідори,). Камерні сушарки чудово сушать лікарські рослини і пряну зелень, гриби і бджолиний пилок, цитрусові, рибні та м'ясні продукти. Основний товарний показник – висока якість виробленої сушні досягається автоматичним підтриманням оптимальних параметрів сушильного агента, а рівномірність висушування – періодичним реверсом напрямку його руху. Але, оскільки сушіння є енергоємним процесом, котрий потребує великих енерговитрат, підвищення енергоефективності сушильного обладнання, енергозбереження при роботі сушарок, використання альтернативних джерел теплоти для теплогенераторів є **актуальним питанням сьогодення**.

Метою роботи є підвищення енергоефективності камерної конвективної сушарки, з економією енергоресурсів без зниження якості готової продукції.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі **завдання**:

- здійснити аналіз літературних джерел для вибору оптимального варіанта модернізації;
- виконати розрахунок існуючої і модернізованої теплових схем конвективної сушарки і здійснити розрахунок допоміжного обладнання;
- розробити математичну модель для оптимізації процесу сушіння і провести числовий експеримент.

Об'єкт дослідження – тепло- та масообмінні процеси в камерній конвективній сушарці.

Предмет дослідження - виявлення закономірностей впливу технологічних і

конструктивних параметрів сушарки на оптимізацію процесу сушіння та енергозбереження в конвективних камерних сушарках.

Практична цінність роботи: регресійна математична модель, яка дозволяє оптимізувати швидкість теплоносія в робочій камері, задати теплову потужність і інтенсивність випаровування вологи за критеріями мінімуму енерговитрат і тривалості сушіння.

Особистий внесок магістранта полягає в розрахунках встановлюваного допоміжного обладнання, складанні математичної моделі, постановці та проведенні числових досліджень.

Апробація роботи. Результати роботи доповідались на міжнародних науково-технічних конференціях та конференціях підрозділів Вінницького національного технічного університету, та опубліковані в роботах [2-4].

1 НАУКОВО-АНАЛІТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ МКР

1.1 Загальні відомості про сушіння матеріалів

Сушіння є складним теплофізичним та технологічним процесом, котрий часто буває основним етапом виробництва і є одним з важливих розділів наукових досліджень. Завдання сушіння як наукової дисципліни полягає в розробці нових методів управління процесами, котрі протікають в самому матеріалі – об'єкті сушіння, для отримання продукту високої якості з регламентованими нормативним документом фізико-хімічними та структурно-механічними показниками. Сукупність тих змін, що протікають під час процесу, часто призводить до зміни початкових властивостей і харчової цінності готового продукту. Величина і характер цих змін залежать як від складу та початкових властивостей сировини, так і від методів і режимів сушіння та від кількості виділеної вологи з продукту.

Сушіння розрізняють природне та штучне. Природне відбувається без штучного нагрівання та примусового відведення сушильного агента, яким у цьому випадку виступає повітря. У харчовій промисловості майже всюди застосовують штучне сушіння, тобто сушіння нагрітим теплоносієм, яким може бути повітря або димові гази. Теплоносій після поглинання ним вологи з матеріалу відводять за допомогою вентиляторів – спеціальних витяжних пристроїв.

Метод конвективного сушіння є найпоширенішим методом сушіння вологих матеріалів, він характеризується безпосереднім контактом матеріалу з потоком теплоносія (повітря, димових газів). Волога зазвичай випаровується за рахунок теплоти нагрітого сушильного агента (газу), який одночасно і поглинає, і виносить із сушарки утворену водяну пару [2].

Для максимального зберігання натуральних властивостей сировини при сушінні і отримання продукту, стійкого при зберіганні в різних умовах, режими і процес сушіння повинні бути обґрунтованими. З теорії сушіння відомо, що сушіння це складний технологічний тепломасообмінний процес, котрий в

багатьох виробництвах має забезпечити не лише збереження властивостей висушеного матеріалу але і їх покращення.

Роль сушіння в ряді виробництв значно розширюється в зв'язку з використанням його не лише для зневоднення матеріалів, а й для здійснення різних хімічних реакцій і технологічних процесів (окислення, переміщення всередині матеріалу водорозчинних мінеральних рідин та ферментів, обжарювання, прискорення релаксації внутрішніх напружень).

На даному етапі розвитку сушильної техніки особливе значення набувають способи імпульсних методів обробки висушуваних матеріалів – нагрівання-охолодження, сушіння в акустичному полі, обробка інфрачервоними променями, дії змінних магнітного та електромагнітного полів [2].

Як будь-який технологічний процес, сушіння залежить від попередньої підготовки сировини, тому суттєве значення мають операції з підготовки продуктів для сушіння, в них використовуються різні методи механічної та фізико-хімічної дії.

Отже, сушіння вологих матеріалів на сучасному підприємстві є складним технологічним процесом. Раціональна організація процесу і керування властивостями продуктів вимагають від інженера-технолога знань основних положень теорії сушіння у виробничих умовах з врахуванням всіх специфічних властивостей конкретних продуктів.

Оскільки процеси сушіння широко використовують в промисловості і в сільському господарстві, об'єктами сушіння можуть бути як різноманітні матеріали, та і ці ж матеріали на різних етапах їх переробки (сировина, готові вироби чи напівфабрикати).

Матеріали сушать з різною метою: для збільшення міцності (кераміка, деревина), зменшення маси (це здешевлює транспортування), підвищення стійкості при зберіганні і консервуванні (зерно, продукти, хліб), підвищення теплоти згорання (паливо) [4].

1.2 Механізм процесу сушіння

Сушіння будь-яких матеріалів – досить складний процес, що характеризується комплексом явищ (фізичного, фізико-хімічного, структурного, хімічного та біологічного порядку), які протікають одночасно із впливом один на одного.

Процес сушіння вологих матеріалів проходить при взаємопов'язаних процесах тепло- і масообміну між матеріалом і сушильним агентом. Зовнішні процеси характеризуються зовнішнім масообміном – випаровуванням вологи, тобто рухом пари від поверхні матеріалу в навколишній простір і зовнішнім теплообміном між нагрітим газом і поверхнею матеріалу. При випаровуванні вологи з поверхні порушується рівновага. Внутрішні частини продукту мають більш високу вологість і, відповідно, більш низьку температуру в порівнянні з поверхневими шарами. За рахунок різниці вологовмісту поверхневих і внутрішніх шарів виникає градієнт вмісту вологи. Це призводить до процесів внутрішнього тепло- і масообміну, при яких відбувається переміщення вологи з внутрішніх, більш вологих шарів, до поверхневих і звідти вже відбувається її випаровування. Завдяки наявності градієнта вологовмісту відбувається безперервне зменшення вологості в усьому об'ємі продукту.

На переміщення вологи всередині продукту впливає також і термодифузія, яка зумовлена перепадом температур. Під її впливом волога переміщується від ділянок з більш високою температурою до ділянок з більш низькою температурою. При низькотемпературному сушінні термодифузія не має істотного значення, але при високотемпературному вона істотно впливає на процес сушіння. Так, наприклад, при конвективному сушінні явище термодифузії перешкоджає переміщенню вологи з внутрішніх шарів до поверхні, оскільки температура внутрішніх шарів (за рахунок більш високого вмісту вологи) нижча. Тому в таких випадках рекомендується застосовувати осцилюючий режим сушіння з почерговою подачею холодного і гарячого повітря. Це викликає збіг напрямку дифузії і термодифузії вологи і процес сушіння прискорюється. При

прискорених методах сушіння (при температурах вище $100\text{ }^{\circ}\text{C}$) випаровування вологи відбувається рівномірно по всьому об'єму продукту, і волога всередині переміщується у вигляді пари. Це призводить до появи градієнта тиску, оскільки швидкість перетворення води в пару вища, ніж швидкість виходу пари з продукту. За рахунок цього прискорюється переміщення вологи [5-8].

Результати експериментів з кінетики сушіння спочатку представляють у формі графічних залежностей вологовмісту W і температури t досліджуваного матеріалу від часу сушіння. Характерний вид кривих сушіння і нагрівання вологого матеріалу в процесі його конвективного сушіння в потоці сушильного агента з постійними значеннями температури t , швидкості теплоносія w і вологовмісту d представлений на Рис. 1.1.

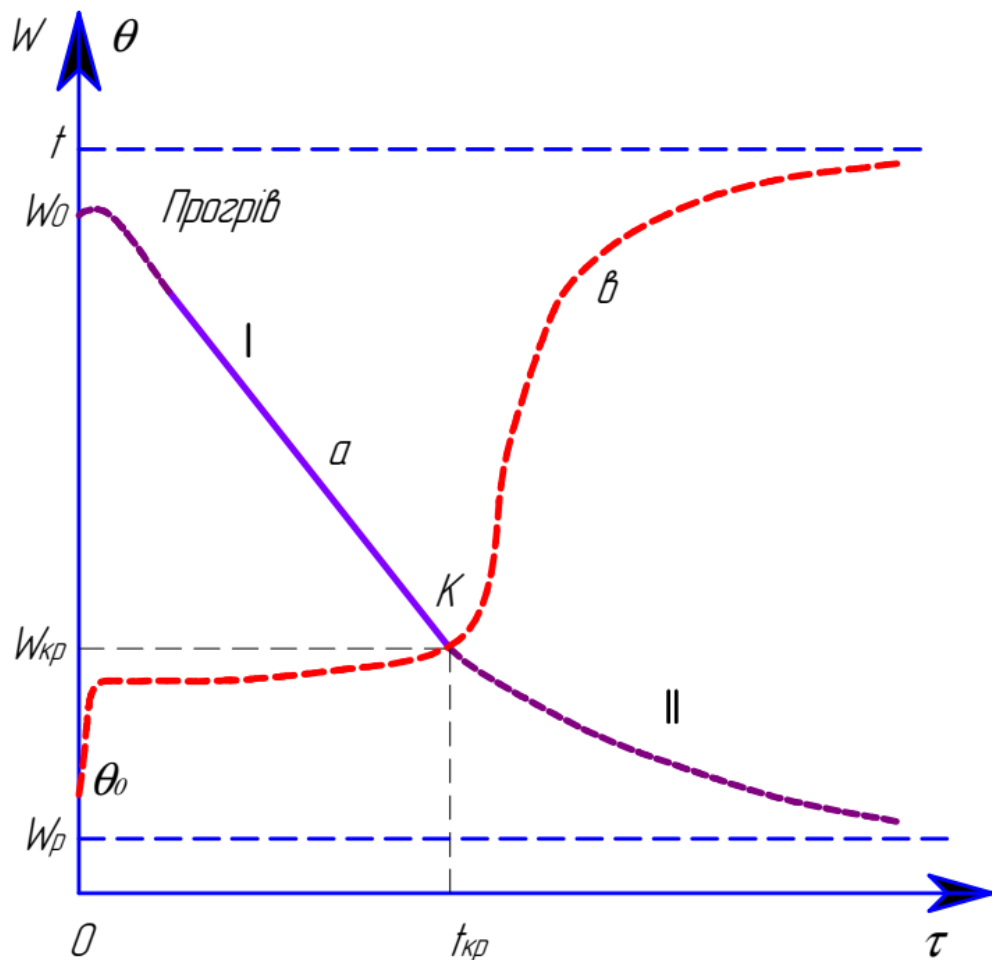


Рисунок 1.1 – Крива сушіння

а) – зміна вологовмісту сировини; в) – зміна температури сировини

Для більшості кривих такого роду характерний порівняно короткий час ($t_{пр}$) прогріву матеріалу до температури, близької до температури мокрого термометра сушильного агента t_m , протягом цього часу вологовміст матеріалу практично не встигає змінитися і його приймають рівним початковому W_0 .

Далі йде значно триваліший період, в межах якого вологовміст матеріалу зменшується лінійно, тобто швидкість випаровування вологи з поверхні рівна швидкості дифузії вологи до неї з глибинних шарів шматка сировини. Такий період постійної швидкості сушіння часто називають першим періодом (I), а факт існування періоду рівномірного в часі видалення вологи з матеріалу пояснюється тим, що при постійних значеннях t_m , t , w і d кількість одержуваної матеріалом теплоти незмінна, а оскільки матеріал вже прогрітий до температури t_m , то вся одержувана від сушильного агента теплота витрачається тільки на випаровування вологи з постійною швидкістю.

У першому періоді постійної швидкості сушіння переважаючим є зовнішній дифузійний опір відведенню парів вологи, що утворюються, від поверхні матеріалу в потік сушильного агента, тоді як опір перенесення рідкої вологи всередині капілярно-пористої структури матеріалу досить незначний, оскільки великі пори (з малим гідравлічним опором перенесення вологи з внутрішніх зон матеріалу до його зовнішньої поверхні) ще заповнені вологою. У процесі зневоднення матеріалу великі пори першими звільняються від вологи, і в подальшому їй доводиться видаляти з дрібних пор, які мають значний гідравлічний опір. Переміщення вологи до поверхні вже не встигає забезпечувати колишню швидкість її випаровування з зовнішньої поверхні матеріалу, і загальна швидкість сушіння починає безперервно зменшуватися слідом за зростанням внутрішнього опору перенесення вологи по капілярно-пористій структурі матеріалу.

У другому періоді (II) спадної швидкості сушіння температура вологого матеріалу безперервно збільшується, асимптотично наближаючись до температури сушильного агента. Вологовміст матеріалу також асимптотично прагне

до вологовмісту рівноважного з параметрами t і d сушильного агента (Рис. 1.1, крива а). Вологовміст, при якому завершується період постійної швидкості, а зовнішній і внутрішній опори вологоперенесення стають приблизно рівними, називають критичним вмістом вологи в матеріалі $W_{кр}$, а точку К на кривій – критичною точкою.

Суттєвим також є і те, що величина $W_{кр}$ є залежною не тільки від пористої структури і товщини матеріалу, а й від параметрів сушильного агента, оскільки від цих величин залежать внутрішній і зовнішній опори вологоперенесення. Значення рівноважного вологовмісту матеріалу також може бути визначено в дослідях з кінетики сушіння як асимптотична величина, до якої прагне W при зростанні температури [8].

Загальний час сушіння до вмісту вологи $W_k < W_{кр}$ складається з часу сушіння в межах першого періоду постійної швидкості $\tau_{кр}$ і часу від моменту початку другого періоду до часу досягнення заданої величини W_k

$$\tau_{\Sigma} = \tau_{кр} + \tau_k = \frac{1}{N} \left[(W_0 - W_{кр}) + (W_{кр} - W_p) \ln \frac{W_{кр} - W_p}{W_k - W_p} \right], \quad (1.1)$$

де N – коефіцієнт швидкості сушіння;

W_p – рівноважна вологість.

Нагрівання вологого матеріалу значною мірою залежить від кінетики процесу його сушіння. Теплота $q(\tau)$, що підводиться до висушуваного матеріалу, витрачається на випаровування вологи і на нагрів вологого матеріалу. Теплота, що витрачається на випаровування вологи, є добутком теплоти пароутворення і швидкості сушіння $r_k \cdot \left(-\frac{dW}{d\tau} \right)$. Кількість теплоти, що витрачається на нагрів сухої основи матеріалу і вологи що міститься в ньому до даного моменту, записується згідно з правилом адитивності $(C_c + C_b W) \left(\frac{d\theta}{d\tau} \right)$, де C_c і C_b - теплоємності сухого матеріалу і рідкої фази.

Тоді

$$q(\tau) = r_k \cdot \rho_m R_v \left| \frac{dW}{d\tau} \right| \left(1 + \frac{\bar{C}}{r_k} \cdot \frac{d\vartheta}{dW} \right), \quad (1.2)$$

де $\bar{C} = C_c + C_b W$ – теплоємність вологого матеріалу;

$$R_v = \frac{V}{S} \text{ – відношення об'єму матеріалу, що висушується, до його зовніш-}$$

ньої поверхні.

Безрозмірний комплекс величин

$$(C_c + C_b W) \frac{d\vartheta}{|r_k dW|} = Rb, \quad (1.3)$$

є відношенням кількостей теплоти, що витрачаються на нагрів вологого матеріалу і на випаровування з нього вологи і називається критерієм Ребіндера. У періоді постійної швидкості сушки при практично постійній температурі вологого матеріалу (t_m) значення критерію Ребіндера Rb дорівнює нулю. Залежність критерію Rb від поточного вмісту вологи матеріалу W при спадній швидкості сушіння знаходиться з дослідних даних для кожного матеріалу. Значення Rb і $\frac{d\vartheta}{dW}$ у напрямку зниження вмісту вологи зростають, оскільки кількість теплоти на випаровування вологи при низьких значеннях W зменшується, а теплота, що витрачається на підвищення температури матеріалу, збільшується.

Залежність Rb від W і від температури сушильного агента t може бути представлена, наприклад, наступним апроксимаційним співвідношенням

$$Rb = Ae^{[-n(W-w_p)]}, \quad (1.4)$$

в якому n залежить від властивостей і форми матеріалу, а A – від температури сушильного агента [19].

1.3 Форми зв'язку вологи з матеріалом

Механізм сушіння різних матеріалів являється в основному, формою зв'язку вологи з матеріалом. Згідно класифікації П. А. Ребіндера [8], розрізняють:

- а) хімічно зв'язану вологу (в точних кількісних відношеннях);
- б) фізико – хімічно зв'язану вологу (адсорбційну та осмотичну);
- в) фізико – механічно зв'язану вологу (в макро– та мікро капілярах).

При сушінні видаляється тільки волога, що має фізико–хімічний, фізико–механічний зв'язок. При видаленні з матеріалу вологи хімічно зв'язаної, відбувається руйнування матеріалу або зміна його властивостей.

В процесі сушіння матеріалу проходить випаровування вологи з його поверхні, яка потрапляє в потік теплоносія.

1.4 Вплив умов та параметрів сушіння на процес сушіння

Режим конвективного сушіння характеризується такими параметрами:

- температурою сушильного агента t , °С;
- вологістю сушильного агента ϕ , %;
- швидкістю сушильного агента w , м/с [7].

В сушильній камері ці параметри або з часом, або по довжині (висоті) робочої камери змінюються, тобто, сушіння протікає за змінного режиму. Для спрощення вивчення закономірностей конвективного сушіння їх спочатку встановлюють для постійних режимів, а вплив режиму на сам процес сушіння описують коефіцієнтом сушіння.

На процес сушіння впливають також товщина шару матеріалу і початкова вологість матеріалу. Зі збільшенням початкової вологості підвищується швидкість сушіння першого періоду сушіння. Після випаровування вологи з поверхневих шарів матеріалу середня швидкість сушіння для одного і того ж матері-

алу різної вологості приблизно однакова (має лінійну залежність). Зі збільшенням товщини шару матеріалу швидкість сушіння спадає за степеневим законом [9].

1.5 Загальні відомості про камерні сушарки

В камерних сушарках основним елементом камерної конвективної сушарки є камера, всередині якої розташовують сировину, яка залишається нерухомою протягом всього процесу сушіння. Завантаження і вивантаження сировини проводять з однієї сторони сушарки через двері. Камерні сушарки – сушарками періодичної дії і застосовуються для малих кількостей матеріалу, який необхідно висушити. В таких сушарках сушать силікатні і керамічні вироби, різні сипучі і волокнисті матеріали, сільськогосподарську продукцію: овочі, фрукти, ягоди, пряну зелень, деревину, лляний і конопляний трости, тощо.

Сировина для сушіння подається в камерні сушарки на піддонах чи стелажках і перемішується вручну або спеціальними механізмами.

Камерні сушарки зараз мають обмежене застосування у виробництві сушні. Найчастіше вони є сушарками періодичної дії камерного типу і характеризуються незручністю в експлуатації та з порівняно низькою ефективністю.

Великі камерні сушарки як універсальні, так і спеціалізовані не дуже поширені в промисловості, оскільки мають ряд недоліків (великі габарити, значна кількість ручної праці, складність експлуатації тощо).

Більш раціонально використовувати спеціалізовані камерні сушарки невеликої ємності, в яких простіше підтримувати заданий режим і забезпечується краща рівномірність сушіння [10].

1.6 Типова конструкція камерної сушарки для сушіння сільськогосподарської продукції

Сушильна шафа, містить теплоізований корпус з поярусним розташуванням в ньому горизонтальними газопроникними полицями, колектори, розташовані вертикально по обидві сторони корпуса [12].

Така шафа може бути використана для сушіння фруктів, овочів, грибів, ягід, риби, лікарських рослин та іншої сировини в харчопереробній промисловості та фермерських господарствах [12].

Зверху на сушильну камеру встановлюється короб з чотирма отворами, закритими жалюзійними заслінками, які відкриваються попарно навхрест, короб розділений перегородкою на нагнітальну та всмоктувальну камеру, вхід вентилятора зв'язаний зі всмоктувальною камерою, а вихід вентилятора з'єднаний з нагнітальною камерою. На рис. 1.2 представлений фронтальний розріз сушильної шафи, на рис. 1.4 представлена схема руху теплоносія в розподільчому коробі. В тепло ізольованому корпусі 1 попарно встановлені горизонтальні газопроникні полиці 2, які разом із внутрішніми стінками корпусу камери 1 утворюють колектори 2 і 17. Зверху на корпусі 1 встановлено розподільчий короб 4, який розділений перегородкою 5 на всмоктувальну 14 і нагнітальну 15 камери. В розподільчому коробі виконано чотири отвори 6-9, закриті жалюзійними заслінками, з'єднані з симетричними повітропроводами 10 і 16, які входять в колектори 2. Повітропроводи відділені один від одного перегородкою 12, а вихід вентилятора 11 під'єднано до всмоктувальної камери 14, а вхід до нагнітальної камери 15.

Шафа працює таким чином. Сировина рівномірно розкладається на полиці 2, які розташовані в корпусі 1. Корпус закривається і вмикається вентилятор 11, який забезпечує циркуляцію теплоносія по контуру. Теплообмінники вмикаються для підняття температури теплоносія. Теплоносій від теплообмінника попадає в нагнітальну камеру 15 і через відкритий отвір 7 проходить у повітропровід 10 з'єднаний з колектором 2, звідки проходить через газопроникні полиці 2 з розкладеною на них сировиною, відбираючи із сировини вологу і з колектора 17 через повітропровід 16 і отвір 8 поступає у всмоктувальну камеру 14, звідки витягується вентилятором 11 і знову нагнітається в нагнітальну камеру, для зміни напрямку руху теплоносія отвори 7 і 8 закриваються, а отвори 6 і 9 відкриваються. Нагрітий теплоносій з нагнітальної камери 15

отвіром 6 і повітропроводом 16 поступає в колектор 17, де розподіляється по піддонах із сировиною, збирається в колекторі 2 і повітропроводом 10 і отвором 9 надходить у всмоктувальну камеру. Вентилятор 11 обертається в одному напрямку для обох напрямків руху сушильного агента в сушильній камері. Відпрацьований вологий теплоносій видаляється з сушильної камери через додатковий отвір, на рисунку не показаний.

Використання такої схеми організації руху теплоносія дає можливість проводити реверсування руху теплоносія в сушильній камері без зміни напрямку руху нагнітального вентилятора, підвищується рівномірність висушування сировини, зменшуються габарити перемикача напрямку потоків, розташування теплообмінника [13].

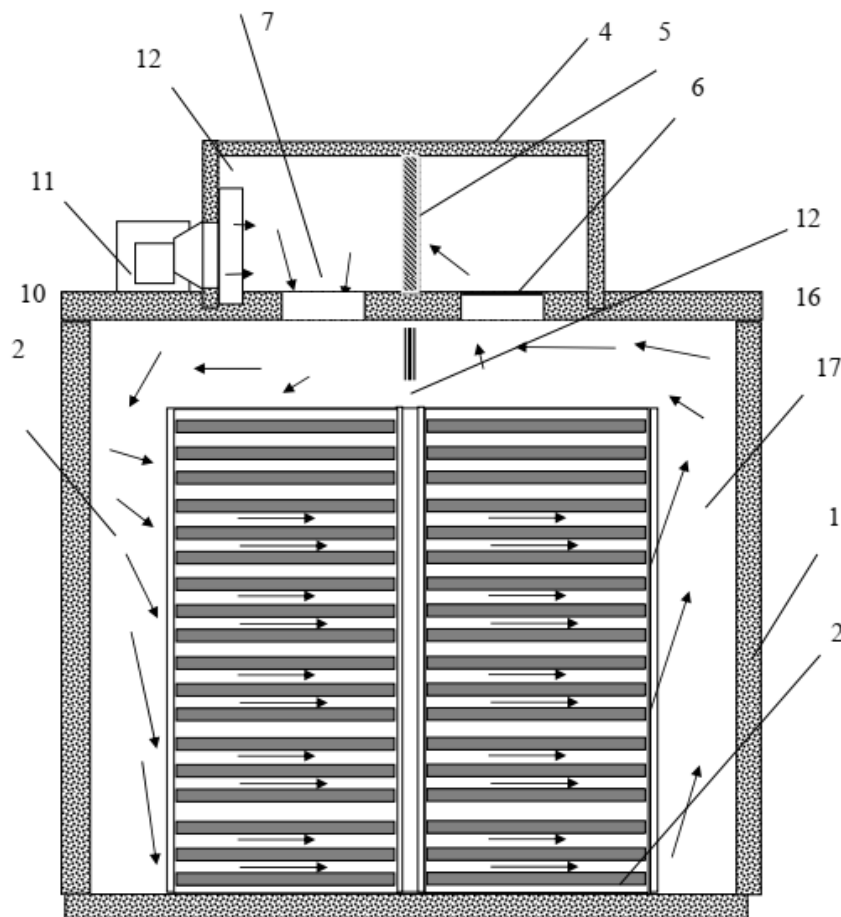


Рисунок 1.2 – Фронтальний розріз сушильної шафи

Так як швидкість випаровування у сільськогосподарських продуктів невелика, теплоносій, який виходить з сушильної камери має досить великий су-

шильний потенціал. Тому його частково доцільно направляти знову на вхід камери, підмішуючи до свіжого теплоносія. Таку схему сушіння називають сушінням із частковою рециркуляцією сушильного агента. Переваг в енергозбереженні така схема не має, але користуючись нею дуже зручно регулювати параметри тепловологісного режиму в робочій камері сушарки, змішуючи зі свіжим теплоносієм ту чи іншу кількість відпрацьованого теплоносія. Утворена суміш, яка має параметри d_{cm} та h_{cm} поступає в калорифер, де підігрівається до температури t'_1 і входить в сушарку. Частина відпрацьованого повітря викидається в атмосферу. На кожен 1 кг свіжого повітря в суміші n припадає n кг відпрацьованого з параметрами h_2 і d_2 [10,11].

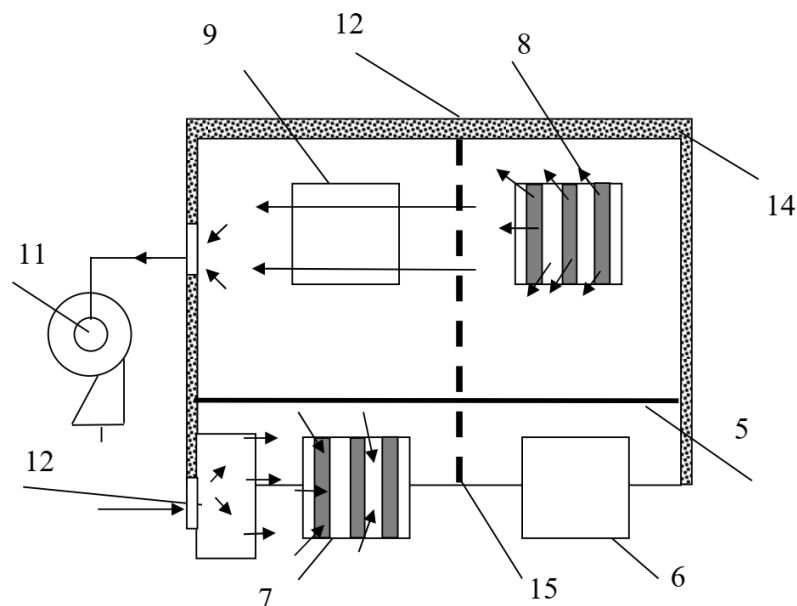


Рисунок 1.3 – Схема руху теплоносія в розподільчому коробі

1.7 Багатоваріантний аналіз

Камерна сушарка дозволяє організовувати різні схеми руху теплоносія в сушарці. Для прикладу розрахунку варіантів виберемо камерну конвективну сушарку «САД-14» від ТОВ «Компанія «Технопром-Продукт». В даному розділі розглянемо такі види схем руху теплоносія як:

- схема руху теплоносія на продув;
- схема руху теплоносія з проміжним підігрівом;

- схема руху теплоносія з замкнутою циркуляцією;
- схема руху теплоносія з замкнутою циркуляцією і підігрівом;
- схема руху теплоносія з рециркуляцією теплоносія.

1.7.1 Вихідні дані для розрахунку

- видатність сушарки $G = 250$ кг/період;
- температура зовнішнього повітря: $t_1 = 20^\circ\text{C}$;
- відносна вологість повітря на вході $\varphi_1 = 80\%$;
- температура нагріву повітря у сушарці: $t_2 = 65^\circ\text{C}$;
- швидкість повітря у сушарці: $\omega = 4$ м/с,
- товщина шару сталі на стінках: 0,8 мм;
- товщина шару пінополістиролу: 20 мм;
- початкова вологість продукту на вході $\omega' = 85\%$;
- кінцева вологість продукту на виході $\omega'' = 14\%$;
- температура теплоносія на виході з сушарки 60°C ;
- відносна вологість повітря на виході з сушарки $\varphi_2 = 40\%$;
- температура сировини на вході $\vartheta' = 10^\circ\text{C}$;
- температура сировини на виході $\vartheta'' = 55^\circ\text{C}$;

За h-d діаграмою вологого повітря знаходимо тепловологісні параметри теплоносія на вході і виході з камери:

$$h_0 = 52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; d_0 = 12 \frac{\text{г}}{\text{кг}}; h_2 = 260 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; d_2 = 72 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

1.7.2 Розрахунок схеми руху теплоносія на продув (варіант 1)

Схема руху теплоносія і процес в h-d діаграмі подані на рис. 1.4.

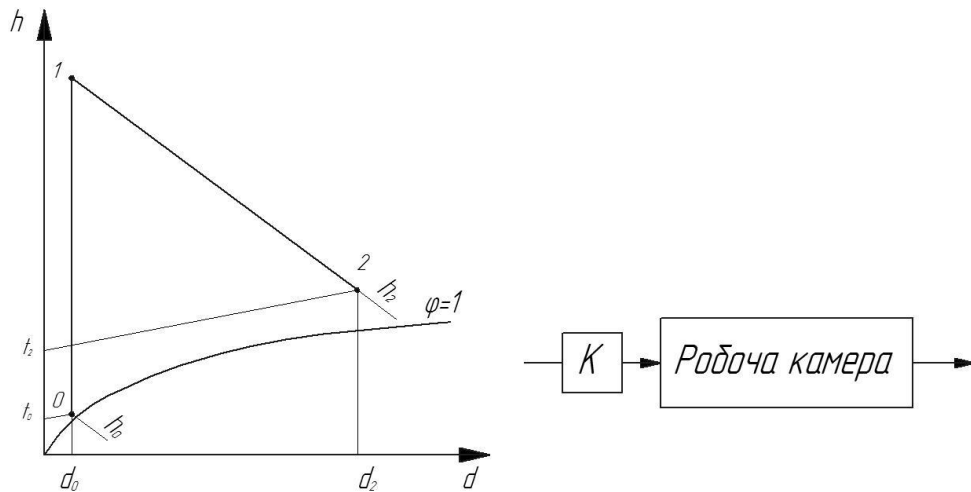


Рисунок 1.4 – Схема руху теплоносія на продув і процес в h-d-діаграмі.

Питома витрата повітря

$$\ell = \frac{1}{d_2 - d_0}, \quad (1.4)$$

$$\ell = \frac{1}{0,072 - 0,012} = 16,66 \left(\frac{\text{кг повітря}}{\text{кг вологи}} \right).$$

Питома витрата теплоти на сушіння

$$q = \frac{h_2 - h_0}{d_2 - d_0}, \quad (1.5)$$

$$q = \frac{250 - 52}{0,072 - 0,012} = 3300 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг вологи}} \right).$$

Випарувана волога

$$W = \frac{G_1}{\tau} \frac{\omega_1 - \omega_2}{100 - \omega_2}, \quad (1.5)$$

$$W = \frac{250}{10 \cdot 3600} \frac{80 - 14}{100 - 80} = 0,023 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата повітря

$$L = \ell \cdot W, \quad (1.6)$$

$$L = 16,66 \cdot 0,023 \cdot 3600 = 1380 \left(\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right).$$

Теплова потужність калорифера

$$Q_k = q \cdot W / 3600, \quad (1.7)$$

$$Q_k = 3300 \cdot 0,023 = 75,9 \text{ кВт}.$$

За таблицями водяної пари [14], знайдемо теплоту пароутворення для температури в сушарці: $r = 2346 \text{ кДж/кг}$.

Потужність на випаровування вологи

$$Q_T = W \cdot r, \quad (1.8)$$

$$Q_T = 0,023 \cdot 2346 = 54 \text{ (кВт)}.$$

Критерій ефективності сушарки, що працює за таким варіантом

$$\psi_T = \frac{Q_T}{Q_k} = \frac{54}{75,9} = 0,71.$$

Питома витрата умовного палива

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_c} = \frac{0,123}{0,71} = 0,173 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right). \quad (1.9)$$

1.7.3 Схема руху теплоносія з проміжним підігрівом (варіант 2)

Схема руху теплоносія і процес в h-d діаграмі представлені на рис. 1.5.

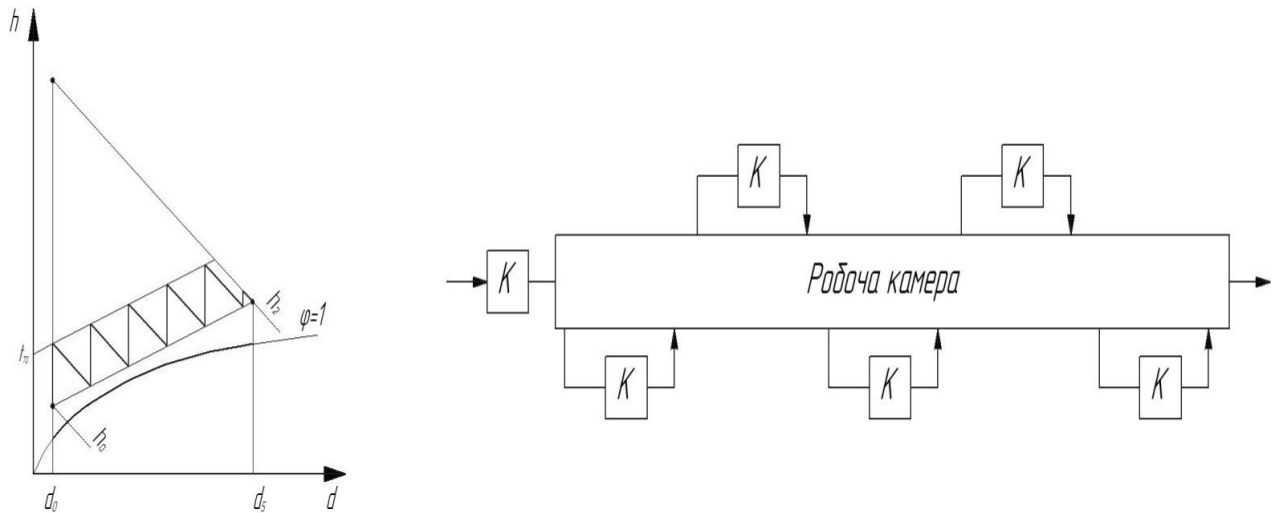


Рисунок 1.5 – Схема руху теплоносія з проміжним підігрівом і процес в h-d діаграмі.

Питома витрата повітря, за (1.4)

$$\ell = \frac{1}{0,072 - 0,012} = 16,66 \left(\frac{\text{КГ ПОВІТРЯ}}{\text{КГ ВОЛОГИ}} \right).$$

Питома витрата теплоти на сушіння, за (1.5)

$$q = \frac{250 - 52}{0,072 - 0,012} = 3300 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{КГ ВОЛОГИ}} \right).$$

Визначимо витрату повітря, за (1.6)

$$L = 16,66 \cdot 0,023 \cdot 3600 = 1380 \left(\frac{\text{КГ}}{\text{ГОД}} \right).$$

Тоді, потужність калорифера, за (1.7)

$$Q_k = 3300 \cdot 0,023 = 75,9 \text{ кВт.}$$

Потужність на випаровування вологи

$$Q_T = W \cdot r, \quad (1.10)$$

$$Q_T = 0,023 \cdot 2346 = 54 \text{ кВт.}$$

Критерій ефективності сушарки, що працює за варіантом з проміжним підігрівом (варіант 2)

$$\psi_T = \frac{Q_T}{Q_K} = \frac{54}{75,9} = 0,71.$$

Питома витрата умовного палива для теоретичної сушарки з проміжним підігрівом

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_c} = \frac{0,123}{0,71} = 0,173 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right). \quad (1.11)$$

1.7.4 Схема руху теплоносія з замкненою циркуляцією (варіант 3)

Схема руху теплоносія і процес в h-d діаграмі представлені на рис. 1.6.

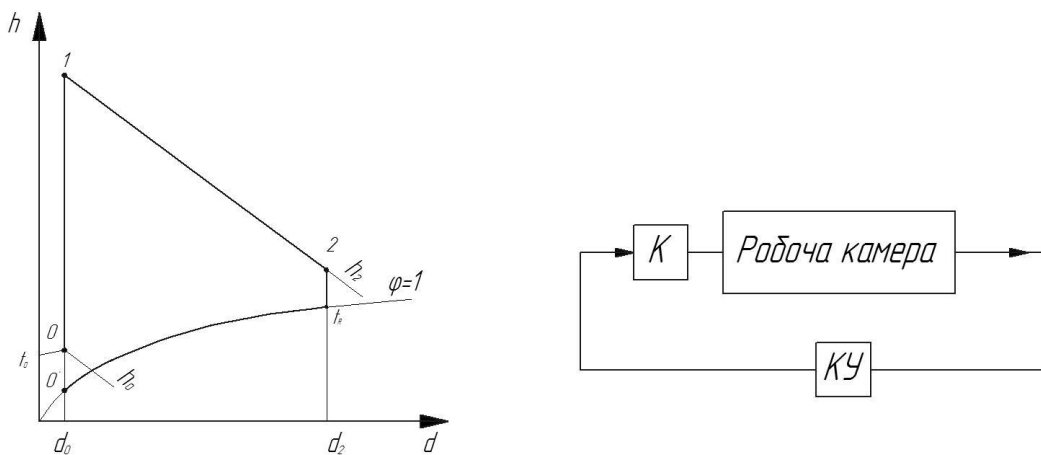


Рисунок 1.6 – Схема руху теплоносія з замкненою циркуляцією і процес в h-d діаграмі

Питома витрата повітря, за (1.4)

$$\ell = \frac{1}{0,072 - 0,012} = 16,66 \left(\frac{\text{кг повітря}}{\text{кг вологи}} \right).$$

Питома витрата теплоти на сушіння, за (1.5)

$$q = \frac{250 - 22}{0,07 - 0,0065} = 3590,5 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг вологи}} \right).$$

Повна витрата повітря, за (1.6)

$$L = 16,66 \cdot 0,023 \cdot 3600 = 1380 \left(\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right).$$

Потужність калорифера

$$Q_k = q \cdot W / 3600, \quad (1.12)$$

$$Q_k = 3590,5 \cdot 0,023 = 82,6 \text{ кВт.}$$

Потужність на випаровування вологи

$$Q_T = W \cdot r, \quad (1.13)$$

$$Q_T = 0,023 \cdot 2346 = 54 \text{ кВт.}$$

Критерій ефективності сушарки, що працює за варіантом з проміжним підігрівом (варіант 3)

$$\psi_T = \frac{Q_T}{Q_k} = \frac{54}{82,6} = 0,65.$$

Питома витрата умовного палива для сушарки з проміжним підігрівом

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_c} = \frac{0,123}{0,65} = 0,189 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right). \quad (1.14)$$

1.7.5 Схема руху теплоносія з циркуляцією і підігрівом (варіант 4)

Схема руху теплоносія і процес в h-d діаграмі представлені на рис. 1.7.

Питома витрата повітря, за (1.4)

$$l = \frac{1}{0,072 - 0,012} = 16,66 \left(\frac{\text{КГ ПОВІТРЯ}}{\text{КГ ВОЛОГИ}} \right).$$

Витрата повітря, за (1.5)

$$L = 16,66 \cdot 0,023 \cdot 3600 = 1380 \left(\frac{\text{КГ}}{\text{ГОД}} \right).$$

Питома витрата теплоти, за (1.6)

$$q = \frac{250 - 67}{0,072 - 0,012} = 2905 \left(\frac{\text{КДЖ}}{\text{КГ ВОЛОГИ}} \right).$$

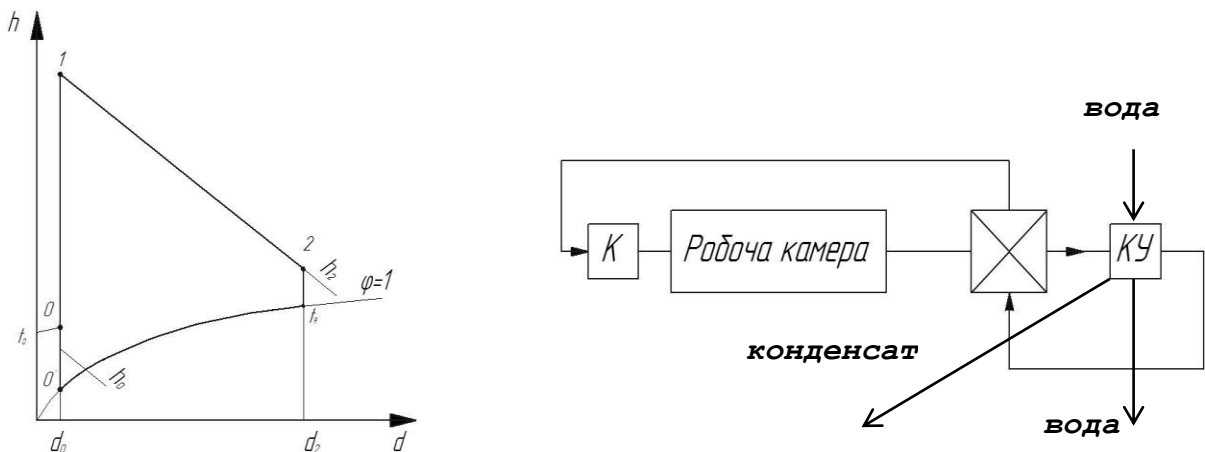


Рисунок 1.7 – Схема руху теплоносія з повною циркуляцією і підігрівом і процес в h-d діаграмі

Потужність калорифера

$$Q_k = q \cdot W / 3600, \quad (1.15)$$

$$Q_k = 2905 \cdot 0,023 = 66,8 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність на випаровування вологи, за (1.13)

$$Q_T = 0,023 \cdot 2346 = 54 \text{ кВт.}$$

Критерій ефективності за варіантом з проміжним підігрівом (варіант 4)

$$\psi_T = \frac{Q_T}{Q_K} = \frac{54}{66,8} = 0,8.$$

Питома витрата умовного палива для сушарки з проміжним підігрівом

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_c} = \frac{0,123}{0,8} = 0,153 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right). \quad (1.16)$$

1.7.6 Схема руху теплоносія з частковою рециркуляцією (варіант 5)

Схема руху теплоносія і процес в h-d діаграмі представлені на рис. 1.8.

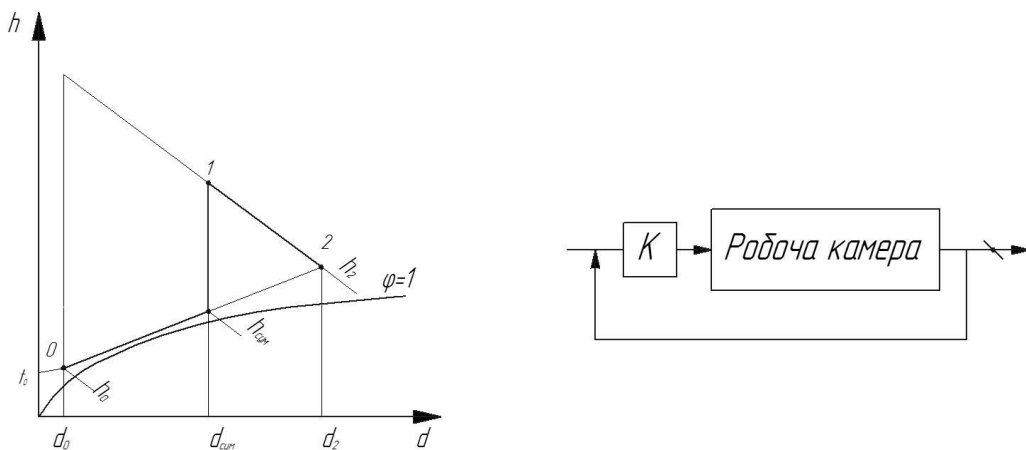


Рисунок 1.8 – Схема руху теплоносія з частковою рециркуляцією теплоносія і процес в h-d діаграмі.

Приймаємо коефіцієнт рециркуляції $n = 1,8$.

Параметри точки змішування

$$h_{\text{см}} = \frac{h_0 + nh_2}{1 + n} = \frac{52 + 1,8 \cdot 250}{1 + 1,8} = 179 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$d_{\text{см}} = \frac{d_0 + nd_2}{1 + n} = \frac{0,012 + 1,8 \cdot 0,072}{1 + 1,8} = 0,037 \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}} \right).$$

Питома витрата повітря, за (1.4)

$$\ell = \frac{1}{0,072 - 0,012} = 16,66 \left(\frac{\text{КГ ПОВІТРЯ}}{\text{КГ ВОЛОГИ}} \right).$$

Питома витрата теплоти на сушіння, за (1.5)

$$q = \frac{250 - 52}{0,072 - 0,012} = 3300 \left(\frac{\text{КДЖ}}{\text{КГ ВОЛОГИ}} \right).$$

Витрата повітря, за (1.6)

$$L = 16,66 \cdot 0,023 \cdot 3600 = 1380 \left(\frac{\text{КГ}}{\text{ГОД}} \right).$$

Потужність калорифера, за (1.15)

$$Q_k = 3300 \cdot 0,023 = 75,9 \text{ кВт.}$$

Потужність на випаровування вологи

$$Q_T = 0,023 \cdot 2346 = 54 \text{ кВт.}$$

Критерій ефективності сушарки, що працює за таким варіантом

$$\psi_T = \frac{Q_T}{Q_k} = \frac{54}{75,9} = 0,71.$$

Питома витрата умовного палива для теоретичної сушарки

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_c} = \frac{0,123}{0,71} = 0,173 \left(\frac{\text{КГ}}{\text{кВт} \cdot \text{ГОД}} \right).$$

1.7.7 Результати варіантного аналізу

Результати аналізу варіантів руху теплоносія зведемо в таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 – Результати аналізу варіантів

Характеристика	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3	Варіант 4	Варіант 5
Потужність, кВт	75,9	75,9	82,6	66,8	75,9
Витрата повітря, кг/год	1380	1380	1380	1380	1380
Критерій ефективності	0,71	0,71	0,65	0,8	0,71
Витрата у\палива, кг/(кВт·год)	0,173	0,173	0,189	0,153	0,173

1.8 Математичне моделювання і числовий експеримент

1.8.1 Опис математичної моделі

Всі відомі способи зниження енергоспоживання камерних сушарок, як і всього сушильного обладнання, можна розділити на два види: конструктивні і технологічні.

Перший спосіб спрямований на покращення конструктивних елементів апаратів і їх конструкцій. При цьому впровадження різних рішень в промисловості має проводитися з врахуванням вимог до якості готового продукту.

Другий вид пов'язаний з підвищенням ефективності тепло- і масообміну між вологим матеріалом і сушильним агентом – з інтенсифікацією кінетики процесу, з утилізацією теплоти відпрацьованого теплоносія тощо.

Одним із перспективних напрямків вдосконалення технологій сушіння є використання методів оптимізації та комп'ютерного моделювання. Застосування на практиці тих математичних моделей, які прогнозують закономірності процесів тепло- і масоперенесення, та сучасних технічних засобів автоматизованого управління сушарками дозволяє порівняно просто усунути недоліки вже існуючих режимів сушіння. .

Математична модель камерної конвективної сушарки містить 22 лінійних і нелінійних рівнянь.

Модель є детермінованою, статичною, структурно-функціональною, відносно розмірності простору – одновимірною, відносно зміни параметрів – дискретною. Модель оптимізаційна, критерієм оптимізації в моделі є коефіцієнт використання енергії для високих показників процесу сушіння.

Дана модель включає в себе як базові рівняння термодинаміки (балансові рівняння, рівняння нерозривності потоку, емпіричні залежності для визначення тепловіддачі) так і спеціальні експериментальні емпіричні залежності.

Блок-схема моделі представлена на рис.1.9.

Математична модель подана в таблиці. 1.2.

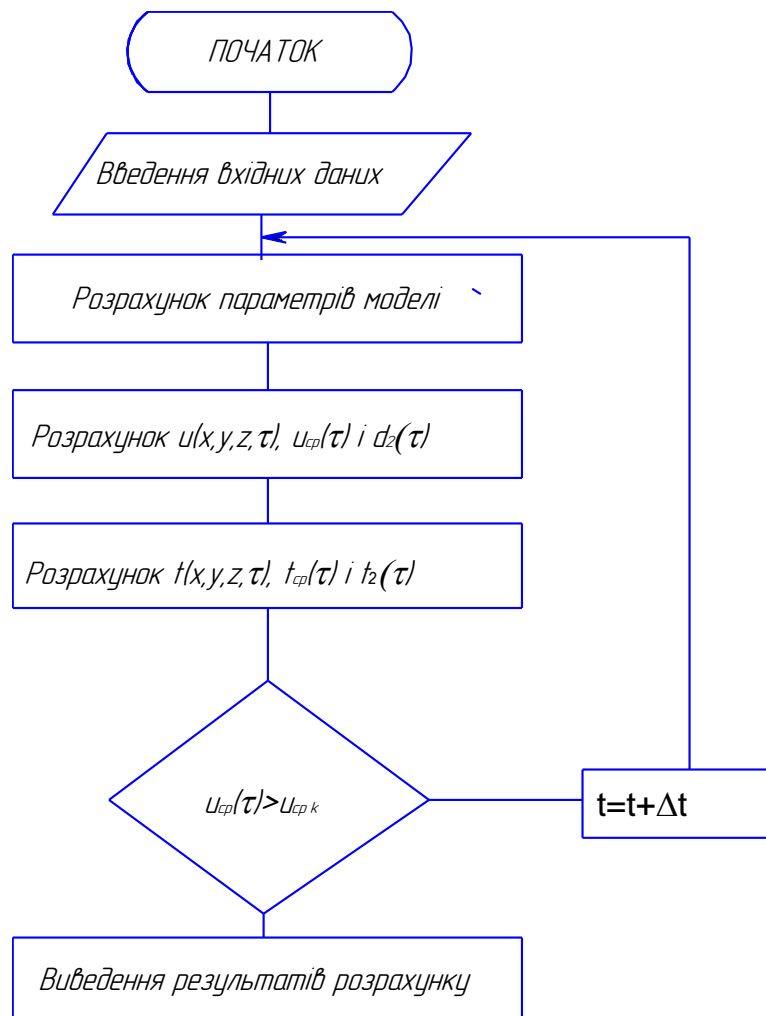


Рисунок 1.9 – Блок-схема математичної моделі камерної сушарки

Таблиця 1.2 – Математична модель камерної сушарки

	Формула, або позначення	Параметр, що визначається
1	$t_0; \varphi_0; h_0; d_0; t_2; \varphi_2; h_2; d_2.$	Параметри теплоносія в теоретичній сушарці
2	$\Delta h = h_1 - h_2$	Питома теплота на підігрів повітря
3	G	Масова видатність сушарки
4	$W_{\text{поч}}, W_{\text{кінц}},$	Початкова і кінцева вологість сировини
5	$W_{\text{заг}} = G \cdot \left(\frac{W_{\text{поч}} - W_{\text{кінц}}}{100 - W_{\text{кінц}}} \right),$	Загальна кількість випаруваної вологи
6	$\ell = \frac{1}{d_2 - d_1}$	Витрата повітря питома
7	$q = \frac{h_2 - h_0}{d_2 - d_0}$	Витрата теплоти питома
8	$Q_{\text{пов}} = G_{\text{пов}} \cdot (h_2 - h_0) .$	Необхідна теоретична потужність
9	$F_{\text{вип}} = F_{\text{п}} \cdot \phi,$	Загальна площа випаровування
10	ϕ	Коефіцієнт заповнення піддона
11	$W = I \cdot F_{\text{вип}} \cdot \tau$	Кількість випаруваної вологи
12	$\beta_p = \frac{I}{P_{\text{п}} - P_{\text{с}}}$	Тисковий коефіцієнт масовіддачі
13	$\beta = \frac{\beta_p}{RT_c}$	Концентраційний коефіцієнт масовіддачі
14	$Sh = \frac{\ell^* \cdot \beta_c}{D}$,	Критерій Шервуда
15	$D_c = D_0 \cdot (T/273)^{1,8} \cdot \left(\frac{P_0}{P} \right)$	Коефіцієнт дифузії
16	$Sc = \frac{\nu}{D_c}$,	Критерій Шмідта
17	$Gu = \frac{T_c - T_m}{T_c}$,	Критерій Гухмана
18	$Sh = 0,347 \cdot Re^{0,65} \cdot Sc^{0,33} \cdot Gu^{0,132},$	Масообмінне критеріальне рівняння
19	$Re = \left[\frac{Sh}{0,347 \cdot Sc^{0,33} \cdot Gu^{0,132}} \right]^{1,65},$	Критерій Рейнольдса
20	$Re = \frac{\omega \cdot \ell^*}{\nu},$	Для визначення оптимальної швидкості теплоносія

Продовження таблиці 1.2

21	$\omega = \frac{Re \cdot v}{\ell^*}$	Швидкість теплоносія в сушарці
22	$I = \frac{W}{F \cdot \tau}$,	Інтенсивність випаровування вологи

1.8.2 Обговорення результатів числового дослідження

Результати числового експерименту для дослідження роботи камерної сушарки на різних режимах представлені на графіках.

Рисунок 1.10 показує зміну потрібної швидкості руху сушильного агента над сировиною, в залежності від заданого часу сушіння сировини. Так як інтенсивність сушіння з часом знаходження сировини в сушарці зростає, оскільки має місце прогрівання шматків сировини, то оптимальна швидкість руху гарячого теплоносія буде $\omega = 1,44$ м/с, що відповідає інтенсивності сушіння $I = 1,14 \cdot 10^{-3}$ кг/(м²·с) – саме ця інтенсивність випаровування забезпечує найбільшу тривалість, коли сировина знаходиться за адіабатних умов випаровування вологи. Оскільки при цьому вона знаходиться за температури мокрого термометра, то знижується ризик її підварювання і обсихання поверхні.

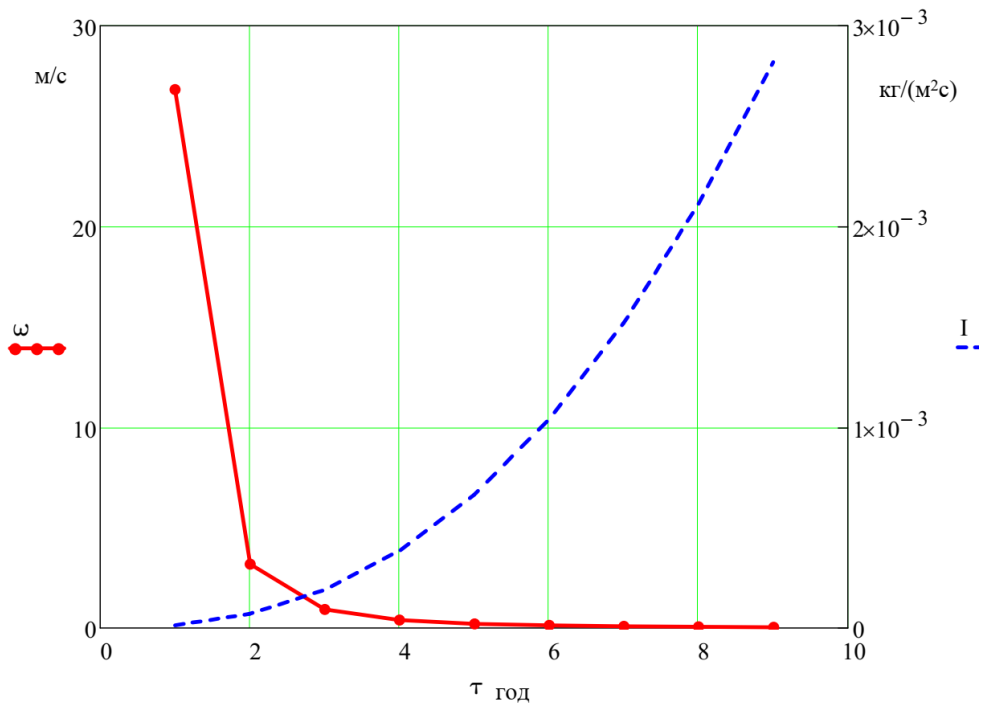


Рисунок 1.10 – Швидкість сушильного агента та інтенсивність випаровування вологи.

З рисунка 1.11 можна визначити оптимальну швидкість видалення вологи та відповідну їй необхідну потужність калорифера для підігрівання теплоносія. Збільшення теплової потужності тягне за собою зниження енергоефективності роботи сушарки і надлишкових теплових і часових затрат на сушіння. Крім того, підвищення потужності калорифера призводить до підвищення температури в сушарці і, як наслідок, до зниження споживчих характеристик висушеного продукту. Визначена оптимальна швидкість випаровування забезпечує найоптимальніший тепловологісний режим сушіння для отримання сушеного продукту.

Рисунок 1.12 показує вихід готового сушеного продукту залежно від швидкості випаровування вологи та тривалості процесу сушіння. Збільшення тривалості сушіння призводить до втрати продуктом його корисних споживчих властивостей, або його псування внаслідок перетримання за підвищеної температури.

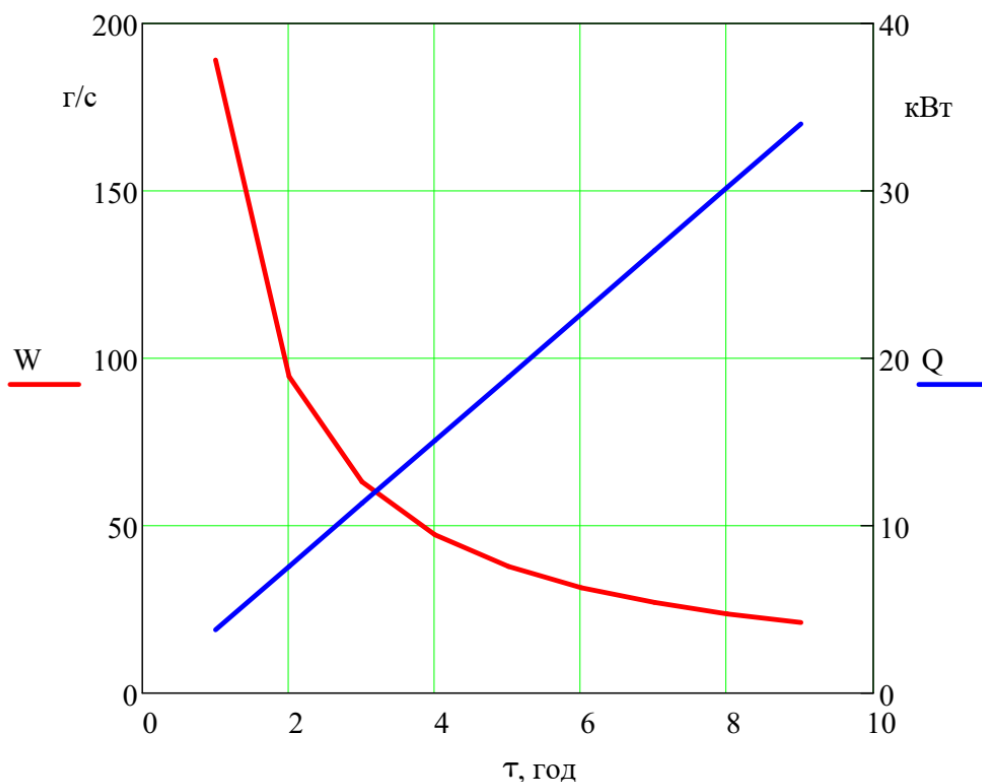


Рисунок 1.11 – Визначення оптимальної швидкості сушіння і оптимальної теплової потужності сушарки

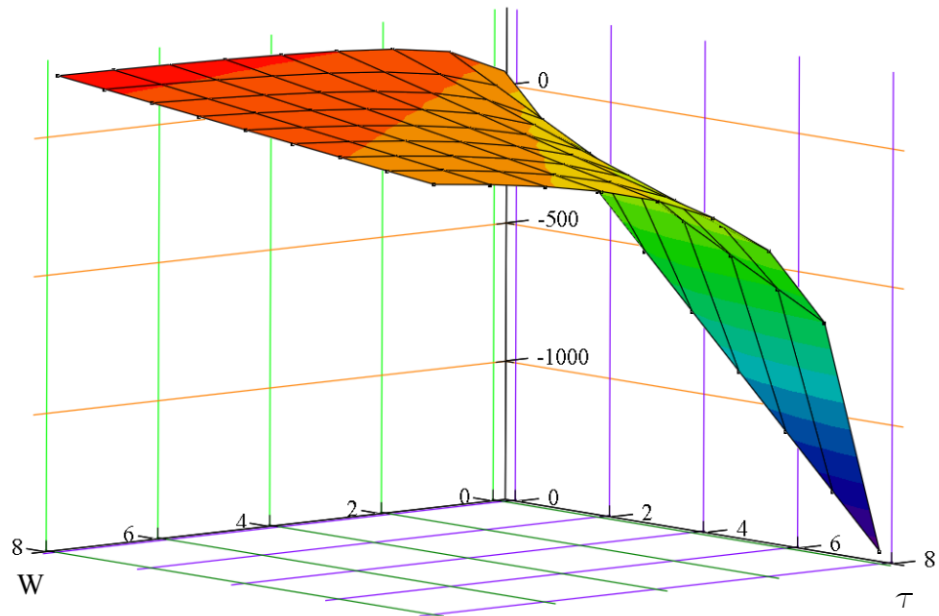


Рисунок 1.12 – Вихід готового продукту в залежності від швидкості випаровування і тривалості сушіння сировини

Висновки до розділу 1

Конвективні камерні сушарки є досить надійними якісними установками, що дозволяють отримувати сушені продукти найвищої якості, але мають істотний недолік – високе енергоспоживання. Витрати на висушування можна зменшити, використавши як джерело теплоти пристрій, що працює на місцевому альтернативному виді палива.

Аналіз таблиці 1.1 показав, що варіанти 1,2,5 не відрізняються між собою. Варіант 3 є найгіршим із запропонованих. Варіант 4 є найоптимальнішим для енергозбереження. Отже, є доцільним виконати його детальний розрахунок.

Математична модель дозволяє визначити оптимальну швидкість сушіння і спрогнозувати вихід готового продукту в залежності від швидкості випаровування і тривалості сушіння

2 ТЕХНІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Тепловий розрахунок камерної конвективної сушарки на прикладі сушарки „САД-14”

Теплова схема сушарки „САД-14” представлена на рис. 2.1. Для підвищення ефективності використання сушильного потенціалу теплоносія запропоновано в схему з рекуперацією відпрацьованого теплоносія, для рівномірного обдування піддонів з сировиною замість одного відцентрового вентилятора ВЦ-4-10 бажано ввести два, але меншої видатності.

Відведення відпрацьованого теплоносія з сушарки планується проводити примусовим способом, що дасть змогу замість створення деякого надлишкового тиску в робочій камері сушарки створити невелике розрідження, яке дозволяє підвищити інтенсивність сушіння та швидкість висушування сировини, разом з тим спростивши конструкцію підвищити її енергоефективність.

2.1.1 Початкові дані для розрахунку

Параметри об'єкта.

– потужність сушарки:	$N_e = 30 \text{ кВт};$
– температура нагріву повітря у сушарці:	$t_2 = 65 \text{ }^\circ\text{C};$
– температура зовнішнього повітря:	$t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C};$
– швидкість руху повітря у сушарці:	$\omega = 4 \text{ м/с.}$
Габаритні розміри сушильної камери(за кресленнями):	
– довжина сушильної камери:	$d = 1600 \text{ мм};$
– ширина сушильної камери:	$\ell = 1410 \text{ мм};$
– висота сушильної камери:	$h = 1000 \text{ мм.}$
Товщина і склад стінок сушарки:	
– товщина шару сталі:	$0,8 \text{ мм};$
– товщина шару пінополістиролу:	20 мм.

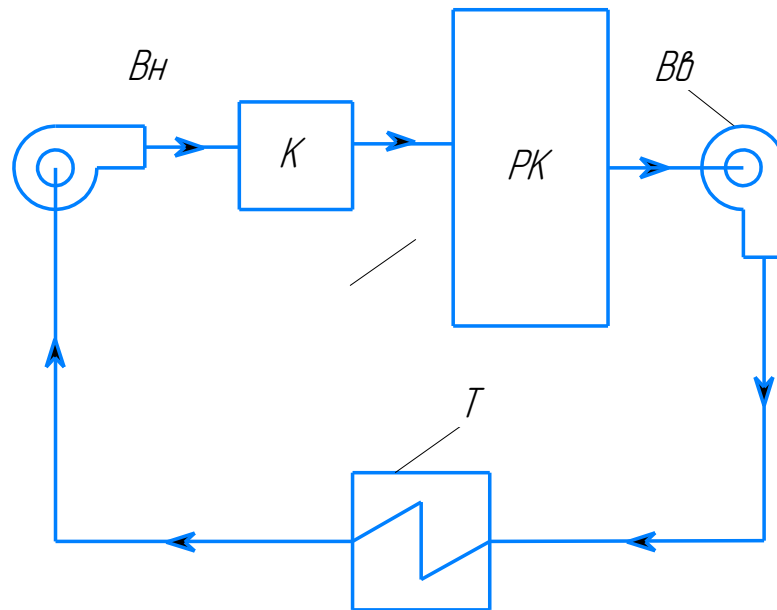


Рисунок 2.1 – Теплова схема сушарки „САД-14”

РК – робоча камера; К – калорифер; Т – газоповітряний теплообмінник;
Вв – вентилятор витяжний; Вн – вентилятор нагнітальний

2.1.2 Процес в теоретичній сушарці

Будуємо теоретичний процес сушіння в h - d -діаграмі, визначаємо параметри теплоносія для всіх робочих точок процесу

$$t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}; \varphi_0 = 80\%; h_0 = 52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; d_0 = 12 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$$

$$t_2 = 65 \text{ }^\circ\text{C}; \varphi_2 = 40\%; h_2 = 260 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; d_2 = 74 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$$

Теплота для підігріву повітря (питома)

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 260 - 52 = 208 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

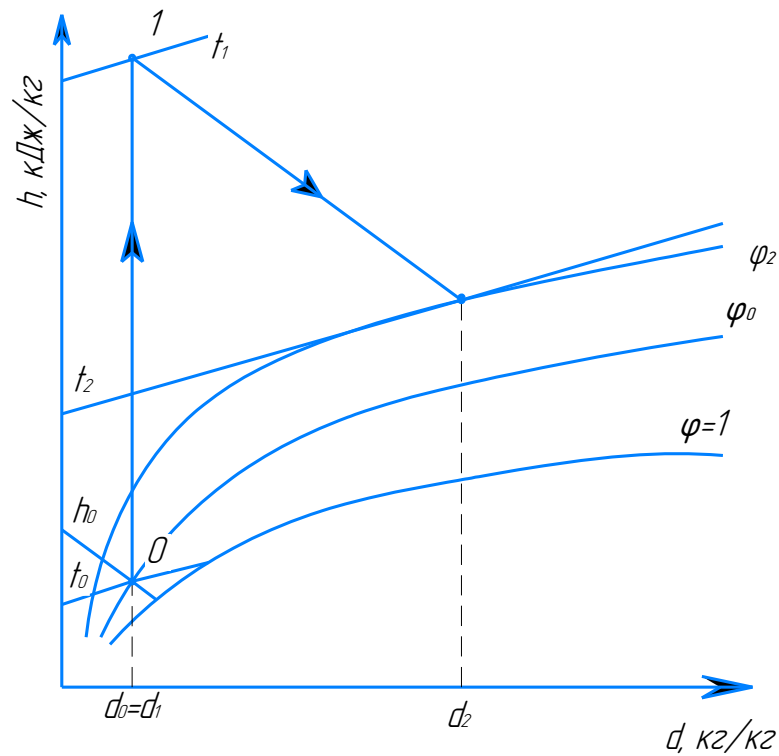


Рисунок 2.2 – Побудова теоретичного процесу сушіння на h-d-діаграмі

2.1.3 Масовий баланс

За ГОСТ 27572-87 маємо

$$W_{\text{поч}} = 86\%;$$

$$W_{\text{кінець}} = 14\%.$$

Загальна кількість випаруваної вологи в камері

$$W_{\text{заг}} = G \cdot \left(\frac{W_{\text{поч}} - W_{\text{кінець}}}{100 - W_{\text{кінець}}} \right), \quad (2.1)$$

$$W_{\text{заг}} = W_{\text{заг}} = 250 \cdot \frac{86 - 14}{100 - 14} = 209,3 \text{ (кг)}.$$

За ДСТУ ISO 7701:2019 [22] час сушіння яблук складає 10 годин, тому кількість випаруваної вологи за 1 годину становитиме

$$W = \frac{W_{\text{заг}}}{\tau}, \quad (2.2)$$

де τ – час сушіння, год.

$$W = \frac{209,3}{10} = 20,93 \text{ (кг/год)}.$$

2.1.4 Тепловий баланс теоретичної сушарки

Питома витрата повітря на випаровування

$$\ell = \frac{1}{d_2 - d_1}, \quad (2.3)$$

$$\ell = \frac{1}{(74 - 12) \cdot 10^{-3}} = 16,13 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right).$$

Повна витрата повітря, яке викидається з сушарки

$$G_{\text{п}} = W \cdot \ell, \quad (2.4)$$

$$G_{\text{п}} = 20,93 \cdot 16,13 = 337,6 \left(\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right).$$

Приймаємо $G_{\text{п}} = 340 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$.

Витрата теплоти на випаровування 1 кг вологи

$$q = \frac{h_2 - h_0}{d_2 - d_0}, \quad (2.5)$$

$$q = \frac{260 - 52}{(74 - 12) \cdot 10^{-3}} = 3355 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Повна кількість теплоти, яку винесе вологе повітря з робочої камери сушарки

$$Q_{\pi} = G_{\pi} \cdot (h_2 - h_0), \quad (2.6)$$

$$Q_{\pi} = 340 \cdot (260 - 52) = 70720 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{год}} \right).$$

Потужність, котра втрачається з відпрацьованим повітрям

$$Q_{\text{пов}} = 70720/3600 = 19,64 \text{ (кВт)}.$$

2.1.5 Розрахунок швидкості повітря в робочій камері

Площа випаровування

За паспортом на сушарку [15]:

- розміри піддонів 850×425×20мм;
- кількість піддонів 96шт.

Загальна площа всіх піддонів

$$F_{\pi} = (0,85 \cdot 0,425) \cdot 96 = 34,68 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Прийmemo коефіцієнт заповнення піддона $\phi = 3,5$, за [6].

Загальна площа випаровування складає

$$F_{\text{вип}} = F_{\pi} \cdot \phi, \quad (2.7)$$

За паспортними даними повітря рухається по довшій стороні піддона. Тоді, визначальний розмір $\ell^* = 0,85 \text{ (м)}$.

Кількість випарованої вологи

$$W = I \cdot F_{\text{в}} \cdot \tau, \quad (2.8)$$

де I – інтенсивність процесу випаровування, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$.

Звідси витікає, що інтенсивність випаровування визначатиметься за таким виразом

$$I = \frac{W}{F \cdot \tau}, \quad (2.9)$$

$$I = \frac{20,93}{34,68 \cdot 3,5 \cdot 3600} = 1,68 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \right).$$

Тисковий коефіцієнт масовіддачі

$$\beta_p = \frac{I}{P_n - P_c}, \quad (2.10)$$

де P_n і P_c – парціальні тиски водяної пари над поверхнею випаровування і в середині (ядрі) теплоносія, відповідно, Па.

Парціальні тиски водяної пари визначимо за h - d діаграмою вологого повітря, або з таблиць за температурами сухого і мокрого термометрів, вважаючи, що процес випаровування у першому періоді сушіння є адіабатним [21].

$$P_n = 11,1 \cdot 10^3 \text{ (Па)}; P_c = 10,1 \cdot 10^3 \text{ (Па)}.$$

Тоді

$$\beta_p = \frac{1,68 \cdot 10^{-4}}{(11,1 - 10,1) \cdot 10^3} = 1,68 \cdot 10^{-7} \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{вол}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па}} \right).$$

Концентраційний коефіцієнт масообміну (віднесений до перепаду концентрацій)

$$\beta_c = \beta_p \cdot R_n \cdot T, \quad (2.11)$$

де R_n – газова стала водяної пари, $R_n = 462 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Якщо випаровування з вільної поверхні адіабатне, то за температуру поверхні сировини приймемо температуру мокрого термометра t_m , яку визначимо з h-d діаграми:

$$t_m = 48 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ або } T_m = 321 \text{ К.}$$

Тоді

$$\beta_c = 1,68 \cdot 10^{-7} \cdot 462 \cdot 321 = 0,025 \left(\frac{\text{М}}{\text{с}} \right).$$

Критерій Нуссельта масообмінний (критерій Шервуда)

$$\text{Sh} = \frac{\ell^* \cdot \beta_c}{D}, \quad (2.12)$$

тут D – коефіцієнт молекулярної дифузії, $\frac{\text{М}^2}{\text{с}}$.

Коефіцієнт молекулярної дифузії для умов сушіння

$$D_c = D_0 \cdot (T/273)^{1,8} \cdot \left(\frac{P_0}{P} \right), \quad (2.13)$$

де $D_0 = 2,2 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\text{М}^2}{\text{с}} \right)$;

P – тиск суміші при температурі теплоносія, кПа;

P_0 – барометричний тиск, кПа.

$$D_c = 2,2 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{273 + 65}{273} \right)^{1,8} \cdot \left(\frac{1 \cdot 10^5}{0,98 \cdot 10^5} \right) = 3,29 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\text{М}^2}{\text{с}} \right).$$

Тоді критерій Шервуда

$$\text{Sh} = \frac{0,8 \cdot 0,025}{3,29 \cdot 10^{-5}} = 607,9.$$

Оскільки піддони в сушарці плоскі, критерій Рейнольдса визначимо з критеріального рівняння випаровування вологи при обтіканні плоских поверхонь

$$\text{Sh} = 0,347 \cdot \text{Re}^{0,651} \cdot \text{Sc}^{0,33} \cdot \text{Gu}^{0,132}, \quad (2.14)$$

де Sc – критерій Шмідта;

Gu – критерій Гухмана.

Критерій Шмідта

$$\text{Sc} = \frac{\nu}{D_c}, \quad (2.15)$$

де ν – кінематична в'язкість середовища, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, за визначальної температури

$$t_b = 65 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \nu = 1,72 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right) [4].$$

$$\text{Sc} = \frac{1,72 \cdot 10^{-5}}{3,29 \cdot 10^{-5}} = 0,522.$$

Критерій Гухмана

$$\text{Gu} = \frac{T_c - T_m}{T_c}, \quad (2.16)$$

де T_c і T_m – температури сухого і мокрого термометра, К.

$$\text{Gu} = \frac{(192,5 + 273) - (65 + 273)}{192,5 + 273} = 0,05.$$

Тоді

$$\text{Re} = \left[\frac{\text{Sh}}{0,347 \cdot \text{Sc}^{0,33} \cdot \text{Gu}^{0,132}} \right]^{1,65}, \quad (2.17)$$

$$\text{Re} = \left[\frac{607,9}{0,347 \cdot 0,522^{0,33} \cdot 0,05^{0,132}} \right]^{1,54} = 252899.$$

За визначенням, критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot \ell^*}{\nu}, \quad (2.18)$$

де $\ell^* = 0,8$ ширина піддона, м;

ω – швидкість повітря, м/с.

З (2.18) отримаємо вираз для визначення швидкості повітря над сировиною

$$\omega = \frac{\text{Re} \cdot \nu}{\ell^*}, \quad (2.19)$$

$$\omega = \frac{252899 \cdot 1,72 \cdot 10^{-5}}{0,8} = 5,44 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Отже, для забезпечення заданої інтенсивності випаровування, швидкість повітря над сировиною повинна бути не меншою ніж $5,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

2.2 Аеродинамічний розрахунок і вибір витяжних вентиляторів

2.2.1 Витрата повітря

Живий переріз проходу для повітря в робочій камері сушарки

$$f_{\text{жп}} = \pi \cdot f_1 = n \cdot a \cdot b \text{ (м)}, \quad (2.20)$$

де $n = 96$ – кількість піддонів, шт;

$a = 425$ мм – відстань між піддонами по вертикалі;

$b = 20$ мм висота борта піддона.

$$f_{\text{жп}} = 96 \cdot 20 \cdot 425 \cdot 10^{-6} = 0,816 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Масова витрата повітря, що циркулює в сушарці

$$G_{\text{ц}} = \omega \cdot \rho_{\text{вп}} \cdot f_{\text{жп}}, \quad (2.21)$$

де $\rho_{\text{вп}} = 0,989 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$ – густина теплоносія.

$$G_{\text{ц}} = 5,44 \cdot 0,979 \cdot 0,816 = 4,39 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Масова витрата циркуляційного повітря за годину

$$G_{\text{ц,год}} = G_{\text{ц}} \cdot 3600, \quad (2.22)$$

$$G_{\text{ц,год}} = 4,39 \cdot 3600 = 15824,7 \left(\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right).$$

Повна масова витрата повітря

$$G_3 = G_{\text{пов}} + G_{\text{ц,год}}, \quad (2.23)$$

$$G_3 = 340 + 15824,75 = 16165 \left(\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right).$$

Коефіцієнт кратності повітрообміну в сушарці

$$\chi = \frac{G_{\text{заг}}}{G_{\text{ц.год}}}, \quad (2.24)$$

$$\chi = \frac{16165}{15824} = 1,4.$$

Густина сухого теплоносія

$$\rho_{\text{пв}} = \frac{P}{R_{\text{пв}} \cdot T_c}, \quad (2.25)$$

$$\rho_{\text{пв}} = \frac{1 \cdot 10^5}{287 \cdot (65 + 273)} = 1,031 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right).$$

Густина вологого теплоносія

$$\rho_{\text{вл}} = \rho_{\text{пв}} \cdot \frac{1 + d_2}{1 + 1,61 \cdot d_2}, \quad (2.26)$$

$$\rho_{\text{вл}} = 1,031 \cdot \frac{1 + 74 \cdot 10^{-3}}{1 + 1,61 \cdot 74 \cdot 10^{-3}} = 0,989 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right).$$

Об'ємна витрата циркуляційного повітря

$$V_{\text{ц}} = \omega \cdot f_{\text{ж.п}}, \quad (2.27)$$

$$V_{\text{ц}} = 5,44 \cdot 0,816 = 4,44 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Годинна об'ємна витрата циркуляційного повітря

$$V_{\text{ц.год}} = V_{\text{ц}} \cdot 3600, \quad (2.28)$$

$$V_{\text{ц,год}} = 4,44 \cdot 3600 = 15980,5 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right).$$

Загальна витрата

$$V_{\text{заг}} = V_{\text{ц}} + V_{\text{ц,год}}, \quad (2.29)$$

$$V_{\text{заг}} = 337,6 + 15980,5 = 16318 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right).$$

2.3 Аеродинамічний розрахунок

Інтенсивність сушіння сировини в основному залежить від температурного напору і швидкості теплоносія над поверхнею сировини. Необхідно провести аеродинамічний розрахунок для підбору оптимальних перерізів коробів та потужності циркуляційних вентиляторів.

Повний аеродинамічний опір – це сума опорів: опори на тертя в каналах сушарки $\Delta P_{\text{т}}$; місцевих опорів $\Delta P_{\text{м}}$; опори на прискорення потоку внаслідок зміни густини теплоносія $\Delta P_{\text{пр}}$; опори на подолання підйомних сил (самотяги) у вертикальних каналах $\Delta P_{\text{с}}$. ΔP – визначальний параметр для обчислення втрат потужностей при перекачуванні теплоносія

$$\Delta P = \Delta P_{\text{т}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{пр}} + \Delta P_{\text{с}} \text{ [Па]}, \quad (2.30)$$

Опір тертя для кожного елемента

$$\Delta P_{\text{т}} = \frac{\xi_{\text{т}} \cdot L}{d_{\text{е}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \text{ [Па]}, \quad (2.31)$$

де $\xi_{\text{т}}$ – коефіцієнт тертя;

L – довжина каналу;

$d_{\text{е}}$ – еквівалентний діаметр каналу, який дорівнює $d_{\text{е}} = \frac{4 \cdot f_{\text{жп}}}{\Pi}$;

Π – повний периметр каналу;

f – площа перерізу каналу для проходження теплоносія;

ρ, ω – густина та швидкість руху теплоносія відповідно.

Втрати напору в місцевих опорах, що зумовлені зміною конфігурації потоку (звуження, повороти, розширення). Визначення цих опорів обмежується тільки наближеною оцінкою за середньою швидкістю руху теплоносія в них

$$\Delta P_m = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \quad (2.32)$$

Внаслідок неізотермічності рух є нерівномірним за рахунок зміни густини. Це додає втрати тиску на прискорення. Так як масова швидкість повітря незмінна, то втрати тиску на прискорення $\Delta P_{\Pi} = 0$.

Окрім того, для неізотермічної течії повинен враховуватися опір самотяги, котрий виникає внаслідок того, що під час вимушеного руху теплоносія, на низхідних ділянках каналу виникає підймальна сила, що діє в протилежному напрямку до руху теплоносія. Оскільки в даній схемі, що розглядається, на східних ділянках немає, то дана величина рівна $\Delta P_c = 0$.

Теплофізичні властивості повітря за температури 65 °С:

$$\rho_{\Pi} = 1,0445 \text{ (кг/м}^3\text{)};$$

$$C_p^{\Pi} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)};$$

$$\nu_{\Pi} = 19,495 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}.$$

Ширина та висота каналів руху повітря у формулі (3.31) в нашому випадку дорівнює 0,095 м. Периметр каналу складає $\Pi = 4 \cdot 0,1 = 0,4$ м. шорсткість стінок каналу приймаємо $k_c = 0,2 \cdot 10^{-2}$ м.

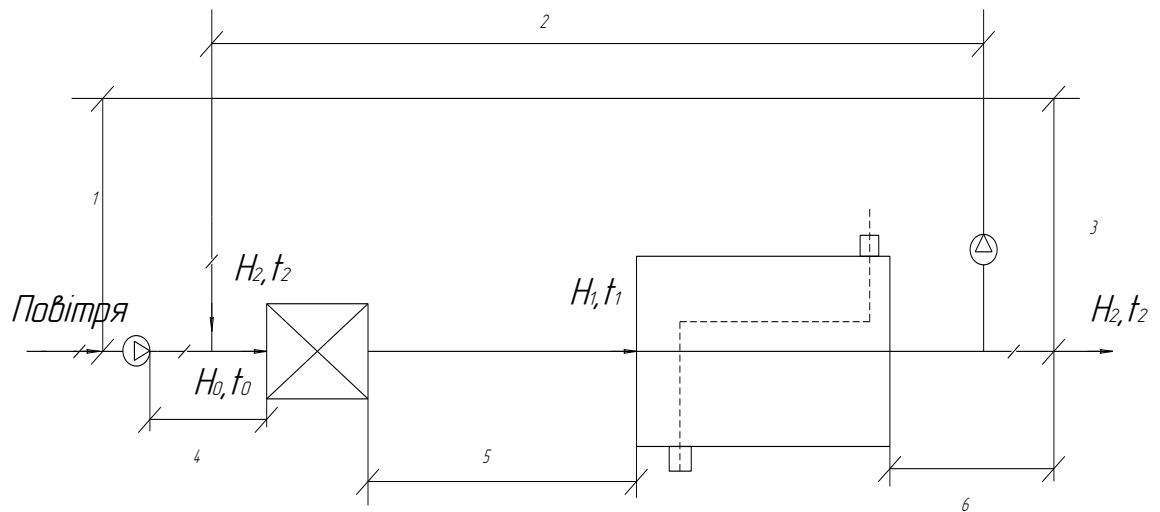


Рисунок 2.3 – Схема сушарки з частковою рециркуляцією відпрацьованого теплоносія

Критерій Рейнольдса

$$Re_{\text{пов}} = \frac{10 \cdot 0,1}{19,492 \cdot 10^{-6}} = 513031.$$

Так як $Re_{\text{пов}} \cdot \kappa_e / d_e < 500$ то коефіцієнт тертя обчислюється так

$$\xi_{\text{т}} = 0,11 \cdot \left(\frac{\kappa_e}{d_e} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (2.33)$$

Коефіцієнти тертя для визначення місцевих опорів на кожній ділянці визначаємо з довідників [19]. Всі розрахунки заносимо в таблицю 2.1.

При розрахунку сушарок потрібно проводити вибір вентилятора для подачі або витягування теплоносія.

Вентилятор вибирається залежно від напору і подачі, які затрачуються на подолання опору повітря.

Подача вентилятора характеризується об'ємом повітря, що проходить через сушарку. Для даної схеми підбираються два вентилятори: один на лінію рециркуляції та один на подачу сушильного агента.

Таблиця 2.1 – Аеродинамічний розрахунок

	Позначення	Розмірність	1	2	2	4	5	6
Швидкість повітря	ω	м/с	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Довжина ділянки	L	м	2,0	2,5	2,0	0,5	2,0	2,0
Коефіцієнт опору	ξ	–	0,024	0,024	0,024	4	5,5	5,13
Опір тертя	ΔP_T	Па	26,28	46,17	26,3			
Повний опір	ΔP	Па	26,28	46,17	26,3	208,9	287,2	267,6
Втрати тиску у місцевих опорах	ΔP_M	Па				208,9	287,2	267,6
Повний опір на ділянці рециркуляції	ΔP	Па	98,9					
Повний опір на ділянці сушіння	ΔP	Па				762,8		

Для подачі теплоносія вибираємо вентилятор за такими параметрами:

Подача повітря – 297 (м³/год);

Напір – 764 (Па).

Підходить відцентровий вентилятор високого тиску ВР–160-18-2,5: потужність ел. двигуна 7,5 кВт., $n = 2000$ об/хв., подача 0,29-1,6 м³/год, напір 1000-1400 (Па).

Для ділянки рециркуляції повітря вибираємо вентилятор за такими параметрами:

Подача повітря – 1667 (м³/год);

Напір – 0,1 (кПа).

Обираємо відцентровий вентилятор високого тиску ВР–10-28-4: ел. потужність 2,2 кВт., $n = 1500$ об/хв., подача 1,1-2,4 м³/год, напір 1000-1150 (Па).

2.4 Тепловий баланс дійсної сушарки

2.4.1 Теплові втрати через ізоляцію робочої камери

Будова стінки сушарки представлена на рис.2.4.

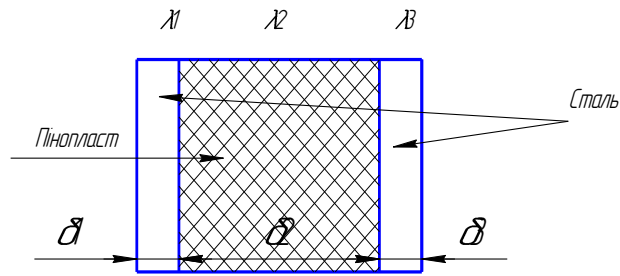


Рисунок 2.4 – Стінка сушарки

- товщина сталюого листа: $\delta_1 = \delta_3 = 0,8 \text{ мм};$
- товщина шару пінополістиролу: $\delta_2 = 20 \text{ мм}.$

За визначальну температуру беремо температуру теплоносія $t_b = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ [23].

З таблиці теплофізичних властивостей сухого повітря [25] визначаємо основні параметри теплоносія (за результатами інтерполяції):

- коефіцієнт динамічної в'язкості: $\nu = 19,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$
- теплопровідність: $\lambda = 2,93 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К});$
- критерій Прандтля: $\text{Pr} = 0,699;$

Число Рейнольдса при вимушеній конвекції

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot \ell^*}{\nu}, \quad (2.34)$$

$$\text{Re} = \frac{5,44 \cdot 1,41}{19,5 \cdot 10^{-6}} = 393354.$$

Так як $\text{Re} = 393354 < 5 \cdot 10^5$, то режим руху теплоносія біля стінок в сушарці можна вважати ламінарним.

Критерій Нуссельта, оскільки режим руху повітря у сушарці ламінарний, скористаємось таким критеріальним рівнянням

$$\text{Nu} = 0,57\text{Re}^{0,5}, \quad (2.35)$$

$$\text{Nu} = 0,57 \cdot 393354^{0,5} = 357.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = \frac{\lambda \cdot \text{Nu}}{\ell^*}, \quad (2.36)$$

$$\alpha_1 = \frac{2,77 \cdot 10^{-2} \cdot 357}{1,4} = 7,02 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Тепловіддача від зовнішніх стінок за природної конвекції.

Критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot \ell^{*3}}{\nu^2}, \quad (2.37)$$

де β – коефіцієнт термічного розширення середовища;

g – прискорення вільного падіння;

$\ell^* = 1$ м – визначальний розмір для вільної конвекції.

Коефіцієнт β термічного розширення середовища

$$\beta = \frac{1}{T}, \quad (2.38)$$

$$\beta = \frac{1}{42,5 + 273} = 0,0032 \left(\frac{1}{\text{К}} \right).$$

$$\text{Gr} = \frac{9,8 \cdot 0,0032 \cdot 45 \cdot 1^3}{(16,8 \cdot 10^{-6})^2} = 5 \cdot 10^9.$$

Критерій Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr}, \quad (2.39)$$

$$Ra = 5 \cdot 10^9 \cdot 0,699 = 3,5 \cdot 10^9.$$

Для визначення критерію Нуссельта вибираємо критеріальне рівняння розрахунку процесів тепловіддачі за природної конвекції

$$Nu = 0,5Ra^{0,25} \quad (2.40)$$

$$Nu = 0,5 \cdot (3,5 \cdot 10^9)^{0,25} = 122.$$

За (2.36) визначаємо коефіцієнт тепловіддачі для вертикальних стінок,

$$\alpha_c = \frac{122 \cdot 2,77 \cdot 10^{-2}}{1} = 3,4 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Для визначення тепловіддачі через підлогу і стелю сушарки приймемо питомий тепловий потік, який становить 75% від теплового потоку через стінки [23]

$$\alpha_n = 0,75 \cdot \alpha_c, \quad (2.41)$$

$$\alpha_n = 0,75 \cdot 3,4 = 2,5 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від поверхні камери

$$\alpha_{np} = (4\alpha_c + 2\alpha_n)/6, \quad (2.42)$$

$$\alpha_{np} = (4 \cdot 3,4 + 2 \cdot 2,5)/6 = 3,1 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Сумарний термічний опір теплопровідністю через стінки камери, відповідно до Рис. 2.4

$$R_{\Sigma} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}, \quad (2.43)$$

$$R_{\Sigma} = \left(\frac{0,8}{45} + \frac{20}{0,05} + \frac{0,8}{45} \right) \cdot 10^{-3} = 0,4 \left(\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right).$$

Коефіцієнт теплопередачі через багат шарову плоску стінку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\Sigma} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}}}, \quad (2.44)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7,02} + 0,4 + \frac{1}{3,1}} = 1,15 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Площа зовнішньої поверхні стін сушарки

$$F = 2 \cdot (d \cdot \ell) + 2 \cdot (d \cdot h) + 2 \cdot (h \cdot \ell), \quad (2.45)$$

$$F = 2 \cdot (1,41 \cdot 1,6) + 2 \cdot (1,6 \cdot 1) + 2 \cdot (1,4 \cdot 1) = 10,5 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Втрати теплоти стінками сушарки

$$Q_5 = k \cdot F \cdot \Delta t. \quad (2.46)$$

$$Q_5 = 1,15 \cdot 10,5 \cdot 45 = 742 \text{ (Вт)}.$$

Складаємо тепловий баланс дійсної сушарки

Витрата:

- втрати через теплову ізоляцію робочої камери.

- втрати теплоти з сировиною, що витягується з сушарки;
- втрати теплоти з відпрацьованим теплоносієм;
- втрати на нагрівання транзитної вологи;

Прихід:

- теплота, що входить з свіжим теплоносієм;
- теплота, отримана від калорифера;
- теплота з вхідною сировиною.

$$Q_k + Q_{\text{пов}}^{\text{вх}} + Q'_c + Q'_{\text{тр.зас}} = Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} + Q_{\text{вип}} + Q''_c + Q''_{\text{тр.зас}} + Q_5, \quad (2.47)$$

Теплотою на нагрівання транспортних засобів (для камерних сушарок це прогрівання робочої камери) $Q_{\text{тр.зас}}$ можна знехтувати, віднісши її до пускового періоду. Приймаючи до уваги періодичність дії сушарки можна знехтувати також теплотою на нагрівання сировини Q_c , врахувавши її у пусковому періоді. Після цих спрощень маємо наступний вираз для обчислення теплового балансу сушарки

$$Q_k + Q_{\text{пов}}^{\text{вх}} = Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} + Q_{\text{вип}} + Q_5. \quad (2.48)$$

Теплоту, використану на нагрівання теплоносія і випаровування вологи візьмемо з теплового балансу теоретичної сушарки (Розділ 2.1).

$$Q_{\text{вип}} + (Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} - Q_{\text{пов}}^{\text{вх}}) = 19,65 \text{ (кВт)}.$$

Остаточний тепловий баланс, беручи до уваги втрати на присос та інші втрати рівними в сумі 10% від основної величини

$$Q_k = \left[Q_{\text{вип}} + (Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} - Q_{\text{пов}}^{\text{вх}}) + Q_5 \right] + \left[Q_{\text{вип}} + (Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} - Q_{\text{пов}}^{\text{вх}}) + Q_5 \right] \cdot 0,1, \quad (2.49)$$

$$Q_k = [19,6 + 0,742] + (19,6 + 0,742) \cdot 0,1 = 22,4 \text{ (кВт)}.$$

Коефіцієнт ефективності роботи сушарки

$$\zeta = \frac{r}{q}, \quad (2.50)$$

де q – питома теплота сушіння, кДж/кг;

r – питома теплота пароутворення, кДж/кг

$$q = \frac{Q}{W}, \quad (2.51)$$

$$\zeta = \frac{r \cdot W}{Q} = \frac{2346 \cdot 20,93}{22,42 \cdot 3600} = 0,6.$$

2.5 Модернізована теплова схема сушарки

2.5.1 Формування початкових даних

Вихідні дані для розрахунку модернізованої теплової схеми (рис. 2.5):

- витрата теплоносія в робочій камері $G_{cm} = 940$ кг/год;
- температура робочої камери сушарки $t_{pk} = 65$ °С;
- температура відпрацьованого теплоносія на вході в ТО2 $t_2'' = 25$ °С;
- температура відпрацьованого теплоносія на вході в ТО1 $t_2' = 60$ °С;
- температура нагріваного теплоносія на виході з ТО1 $t_n = 45$ °С;
- відносна вологість відпрацьованого теплоносія на вході в ТО2 $\phi_2 = 86\%$;
- температура відпрацьованого теплоносія на виході з ТО2 $t_0 = 10$ °С;
- температура охолодної води на вході в ТО2 $t'_b = 10$ °С;

– температура підігрітої води на виході з ТО2 $t''_b = 15 \text{ }^\circ\text{C}$;

2.5.2 Розрахунки модернізованої теплової схеми

Витрата теплоносія на вході в ТО1

$$G_{\text{ТО1}} = G_{\text{см}} + W, \quad (2.52)$$

$$G_{\text{ТО1}} = 960 + 0,023 \cdot 3600 = 969 \left(\frac{\text{КГ}}{\text{ГОД}} \right).$$

Потужність ТО1

$$Q_{\text{ТО1}} = G_{\text{ТО1}} \cdot C_{p_{\text{п}}} \cdot (t'_2 - t''_2), \quad (2.53)$$

$$Q_{\text{ТО1}} = \frac{969}{3600} \cdot 1,005 \cdot (60 - 25) = 10,7 \text{ (кВт)}.$$

Перевірка потужності по другому ходу ТО1

$$Q_{\text{ТО1}} = G_{\text{см}} \cdot C_{p_{\text{п}}} \cdot (t_{\text{п}} - t_0), \quad (2.54)$$

$$Q_{\text{ТО1}} = \frac{960}{3600} \cdot 1,009 \cdot (45 - 10) = 9,86 \text{ (кВт)}.$$

Потужність ТО2

$$Q_{\text{ТО2}} = G_{\text{ТО2}} \cdot (h_3 - h_0), \quad (2.55)$$

$$Q_{\text{ТО2}} = \frac{969}{3600} \cdot (66 - 29) = 10,01 \text{ (кВт)}.$$

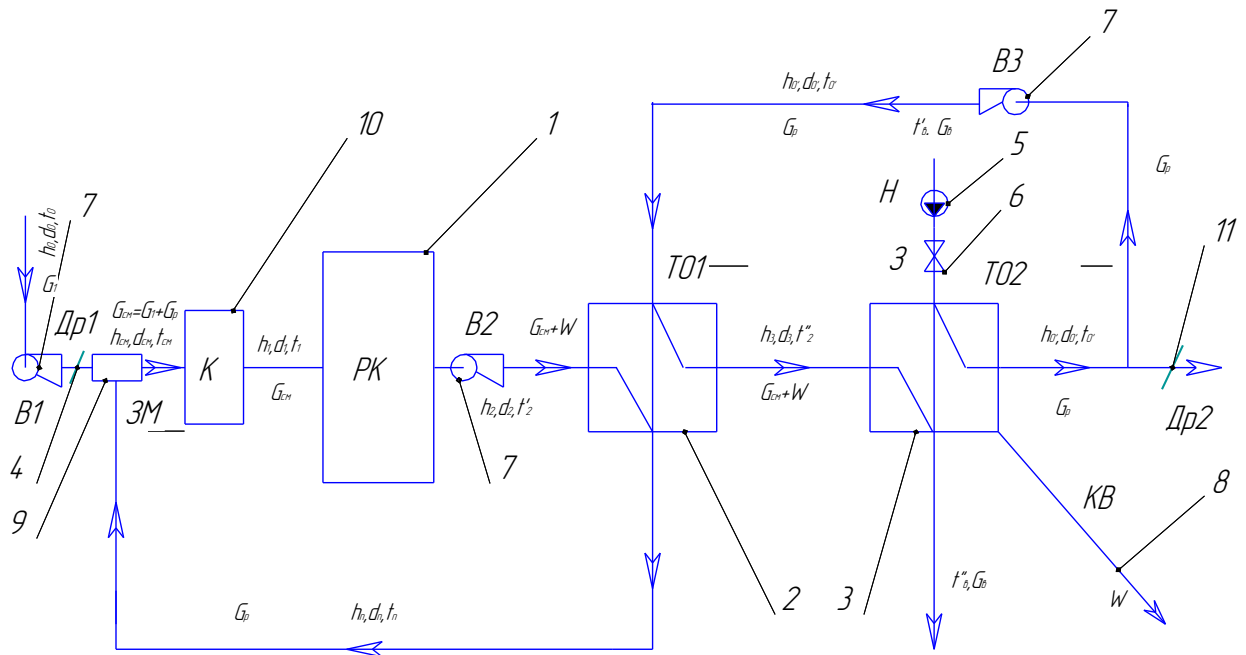


Рисунок 2.5 – Модернізована теплова схема сушарки

Витрата води на охолодження теплоносія в ТО2

$$G_B = \frac{Q_{TO2}}{C_{p_B}(t_B'' - t_B')}, \quad (2.56)$$

$$G_B = \frac{10,1}{4,17 \cdot (15 - 10)} = 0,48 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Тепловий баланс модернізованої сушарки

Прихід:

- теплота, що входить з свіжим теплоносієм;
- теплота, отримана від калорифера;
- теплота з вхідною сировиною.
- теплота внаслідок рекуперації енергії відпрацьованого теплоносія;

Витрата:

- втрати теплоти з сировиною, що забирається з сушарки;
- втрати теплоти з відпрацьованим теплоносієм;
- втрати через теплову ізоляцію робочої камери.
- втрати на нагрівання транзитної вологи;

$$Q_k + Q_{\text{пов}}^{\text{вх}} + Q'_c + Q_{\text{ТО1}} + Q'_{\text{тр.зас}} = Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} + Q_{\text{вип}} + Q''_c + Q''_{\text{тр.зас}} + Q_5, \quad (2.57)$$

Оскільки сушарка періодичної дії, теплотою на нагрівання транспортних засобів (для камерних сушарок – прогрів робочої камери) $Q_{\text{тр.зас}}$ можна знехтувати, віднісши до пускового періоду. Приймаючи до уваги періодичність дії сушарки можна знехтувати теплотою на нагрівання сировини Q_c , врахувавши її також у пусковому періоді. Після таких спрощень отримаємо наступний вираз для розрахунку балансу сушарки

$$Q_k + Q_{\text{ТО1}} + Q_{\text{пов}}^{\text{вх}} = Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} + Q_{\text{вип}} + Q_5. \quad (2.58)$$

Теплоту на нагрівання теплоносія і випаровування вологи з сировини візьмемо з теплового балансу теоретичної сушарки (див. розділ 3.1).

$$Q_{\text{вип}} + (Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} - Q_{\text{пов}}^{\text{вх}}) = 66,8 \text{ (кВт)}.$$

Втрати через теплову ізоляцію приймемо рівними 5% від теоретичної потужності.

$$Q_5 = 0,05 \cdot Q_T. \quad (2.59)$$

$$Q_5 = 0,05 \cdot 54 = 2,7 \text{ (кВт)}.$$

Складаємо остаточний тепловий баланс, приймаючи втрати на присос та інші втрати рівними у сумі 10%

$$Q_{\text{кл}} = [Q_{\text{вип}} + (Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} - Q_{\text{пов}}^{\text{вх}}) + Q_5] + [Q_{\text{вип}} + (Q_{\text{пов}}^{\text{вих}} - Q_{\text{пов}}^{\text{вх}}) + Q_5] \cdot 0,1 - Q_{\text{ТО1}}, \quad (2.60)$$

$$Q_k = [66,8 + 2,7] + (66,8 + 2,7) \cdot 0,1 - 9,86 = 66,59 \text{ (кВт)}.$$

Коефіцієнт ефективності роботи сушарки

$$\zeta = \frac{r}{q}, \quad (2.61)$$

де r – питома теплота пароутворення, кДж/кг;

q – питома теплота сушіння, кДж/кг.

$$q = \frac{Q}{W}, \quad (2.62)$$

$$\zeta = \frac{r \cdot W}{Q} = \frac{2346 \cdot 0,023}{66,59 \cdot 3600} = 0,81.$$

2.6 Розрахунки газоповітряного ТА

2.6.1 Початкові дані відпрацьованого теплоносія і свіжого повітря

Параметри відпрацьованого теплоносія:

- температура теплоносія $t'_1 = 60$ °С;
- відносна вологість теплоносія $\varphi'_1 = 40$ %;
- масова витрата $G_1 = 940$ кг/год;
- швидкість теплоносія на вході в ТА $\omega_1 = 5,5$ м/с.

Параметри свіжого повітря:

- температура свіжого повітря на вході в ТА $t'_2 = 10$ °С;
- температура свіжого повітря на виході з ТА $t''_2 = 45$ °С;
- витрата свіжого повітря масова $G_2 = 940$ кг/год;
- швидкість свіжого повітря на вході в ТА $\omega_2 = 5,5$ м/с.

Приймаємо, що процес теплообміну відбувається за нормального атмосферного тиску, тобто $P = 100000$ Па.

За цих умов, теплофізичні параметри теплоносіїв, за [17]:

- теплоємність відпрацьованого сушильного агента $C_{p1} = 1,0937$ кДж / (кг · К) ;
- вологовміст відпрацьованого сушильного агента $d_1 = 53,06$ г/кг;
- ентальпія відпрацьованого сушильного агента $h_1 = 199$ кДж/кг;
- теплоємність сушильного агента $C_{p2} = 1,0205$ кДж / (кг · К) ;
- густина сушильного агента $\rho_2 = 1,231$ кг/м³;
- вологовміст сушильного агента $d_2 = 7,727$ г/кг.

2.6.2 Тепловий баланс ТА і потужність ТА

Теплова потужність ТА

$$Q = G_1 C_{p1} (t'_1 - t''_1) \eta = G_2 C_{p2} (t''_2 - t'_2), \quad (2.63)$$

де η – к.к.д. теплообмінника, для компактних ТА приймаємо $\eta = 1$ [40].

$$Q = \frac{940}{3600} \cdot 1,0205 \cdot (45 - 10) = 10,1 \text{ кВт.}$$

Визначимо температуру відпрацьованого теплоносія на виході з ТА
З рівняння (2.63)

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{G_1 C_{p1} \eta},$$

$$t''_1 = 60 - \frac{10,1 \cdot 3600}{940 \cdot 1,0937} = 25 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Перевіряємо можливість конденсації вологи з відпрацьованого теплоносія за даної температури за h-d діаграмою вологого повітря (рис.2.6).

З h-d діаграми визначаємо, що точка роси для відпрацьованого сушильного агента складає 41,2 °С. Це вище, ніж розрахована температура відпрацьованого сушильного агента на виході з ТА, тому в ТА можлива конденсація вологи. Для цього в конструкції ТА необхідно передбачити конденсатовідвідник, а сам теплоносій направити зверху вниз (для кращого стікання конденсату).

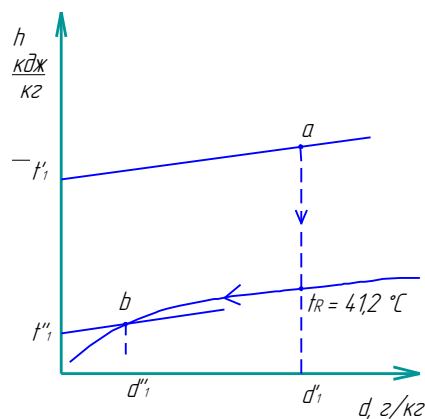


Рисунок 2.6 – Процес охолодження відпрацьованого теплоносія в h-d діаграмі

Таблиця 2.2 – Параметри відпрацьованого сушильного агента на вході і виході з ТА

Параметри	$t_c, ^\circ\text{C}$	$d, \text{г/кг}$	$h, \text{кДж/кг}$	$\varphi, \%$
Вхід в ТА	60	53,1	199,0	40
Вихід з ТА	25	20,1	76,0	100

Виділення конденсату

$$\Delta d_1 = d'_1 - d''_1, \quad (2.64)$$

де d'_1, d''_1 – вологовміст відпрацьованого сушильного агента на вході і виході з ТА відповідно,

$$\Delta d_1 = 53,06 - 20,08 = 32,98 \text{ (г/кг)}.$$

Годинна потужність проходу конденсатовідвідника

$$D = \Delta d_1 \cdot G_1, \quad (2.65)$$

$$D = 32,98 \cdot 940 \cdot 10^{-3} = 31 \text{ (кг/год)}.$$

Теплота, виділена при конденсації вологи

$$Q_k = D \cdot (h'_1 - h''_1), \quad (2.66)$$

$$Q_k = \frac{31}{3600} \cdot (199 - 76) = 1,06 \text{ (кВт)}.$$

де h'_1, h''_1 – ентальпія відпрацьованого теплоносія на вході і виході відповідно,

Теплота, що виділяється при конденсації з відпрацьованого сушильного агента в порівнянні із загальною потужністю ТА складає менше 10%, тому подальші розрахунки можна виконувати без її врахування.

2.6.3 Розрахунок площі теплообміну

2.6.3.1 Розрахунок гофропластин

Для виготовлення теплообмінника вибираємо пластини алюмінієві з профілем ПЛР-1, котрі мають такі характеристики [25]:

- висота ребра $l_p = \frac{\delta_T}{2} = \frac{6,35}{2} = 3,175$ мм;
- відстань між пластинами $\delta_T = 6,35$ мм ;
- еквівалентний діаметр каналу $d_e = 3,08$ мм;
- теплопровідність матеріалу (алюміній) $\lambda_p = 204$ Вт/(м·К);
- коефіцієнт оребрення $\gamma = \frac{F_p}{F} = 0,756$;
- умовний коефіцієнт компактності $\beta = 1204$ м²/м³;
- товщина ребра $\delta_p = 0,152$ мм;

За розрахунками п (2.3) швидкість теплоносіїв $\omega_1 = \omega_2 = 5,5$ м / с.

Гофропластина теплообмінника в розрізі показана на рисунку 2.7.

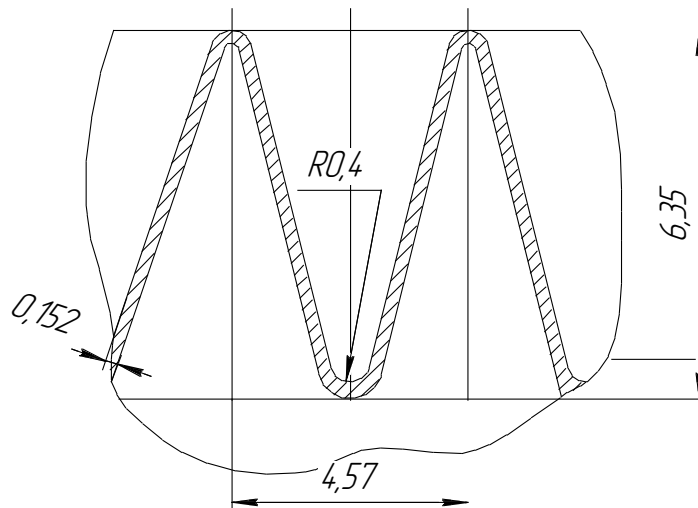


Рисунок 2.7 – Гофропластина теплообмінника

Крок гофра, згідно [28]

$$S = 4,57 \text{ (мм)},$$

Середні температури теплоносіїв:

– відпрацьованого теплоносія

$$\bar{t}_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2}, \quad (2.67)$$

$$\bar{t}_1 = \frac{60 + 25}{2} = 42,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

– свіжого повітря

$$\bar{t}_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (2.68)$$

$$\bar{t}_2 = \frac{10 + 45}{2} = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Для цих температур теплоносіїв з таблиць [25] визначаємо теплофізичні параметри теплоносіїв (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Фізичні параметри теплоносіїв

параметр	відпрацьований теплоносіій	повітря
ν , м ² /с	$19,3 \cdot 10^{-6}$	$15,75 \cdot 10^{-6}$
λ , Вт/(м·К)	$2,78 \cdot 10^{-2}$	$2,63 \cdot 10^{-2}$
ρ , кг/м ³	1,015	1,195
Pr	0,699	0,702

Критерії Рейнольдса для відпрацьованого сушильного агента і повітря відповідно

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (2.69)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{5,5 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3}}{19,3 \cdot 10^{-6}} = 878,$$

$$\text{Re}_2 = \frac{5,5 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3}}{15,75 \cdot 10^{-6}} = 1075.$$

За таких значень критерію Рейнольдса, критеріальне рівняння для пластин ПЛР-1 має вигляд, [28]

$$\text{Nu} = 0,123 \text{Re}^{0,649} \text{Pr}^{0,33}, \quad (2.70)$$

$$\text{Nu}_1 = 0,123 \cdot 878^{0,649} 0,699^{0,33} = 8,89,$$

$$\text{Nu}_2 = 0,123 \cdot 1075^{0,649} 0,702^{0,33} = 10,15.$$

Коефіцієнти тепловіддачі для обох теплоносіїв

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_{\text{екв}}}, \quad (2.71)$$

$$\alpha_1 = \frac{8,89 \cdot 2,78 \cdot 10^{-2}}{3,08 \cdot 10^{-3}} = 80 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right),$$

$$\alpha_2 = \frac{10,15 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{3,08 \cdot 10^{-3}} = 87 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Параметр ребра для обох теплоносіїв

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_p \cdot \delta_p}}, \quad (2.72)$$

$$m_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 80}{204 \cdot 0,152 \cdot 10^{-3}}} = 71,8 \left(\frac{1}{\text{м}} \right),$$

$$m_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 86}{204 \cdot 0,152 \cdot 10^{-3}}} = 74,5 \left(\frac{1}{\text{м}} \right).$$

Ефективність оребрення для обох теплоносіїв

$$\eta_p = \frac{\text{th}(m \cdot \ell_p)}{(m \cdot \ell_p)}, \quad (2.73)$$

$$\eta_{p1} = \frac{\text{th}(71,8 \cdot 3,175 \cdot 10^{-3})}{(71,8 \cdot 3,175 \cdot 10^{-3})} = 0,983,$$

$$\eta_{p2} = \frac{\text{th}(74,5 \cdot 3,175 \cdot 10^{-3})}{(74,5 \cdot 3,175 \cdot 10^{-3})} = 0,982.$$

Ефективність поверхні для гарячої суміші і повітря для обох теплоносіїв

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F} (1 - \eta_p), \quad (2.74)$$

$$\eta_{o1} = 1 - 0,756 \cdot (1 - 0,983) = 0,987,$$

$$\eta_{o2} = 1 - 0,756 \cdot (1 - 0,982) = 0,986.$$

Коефіцієнт теплопередачі через гофровану стінку

$$k = \left[\frac{1}{\eta_{o2} \cdot \alpha_2} + \frac{1}{\left(\frac{F_1}{F_2}\right) \cdot \eta_{o1} \cdot \alpha_1} \right]^{-1}, \quad (2.75)$$

Оскільки термічний опір гофростінки дуже малий, знехтуємо ним.

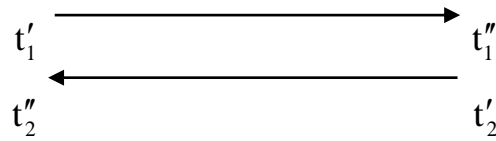
Так як відношення площ для гарячого і холодного теплоносіїв однакове,

то відношення $\left(\frac{F_1}{F_2}\right) = 1$.

Тоді

$$k = \left[\frac{1}{0,986 \cdot 87} + \frac{1}{0,987 \cdot 80} \right]^{-1} = 41,1 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Температурний напір для теплоносіїв з протитоком



$$\Delta t_{\delta} = t''_1 - t'_2 = 25 - 10 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t'_1 - t''_2 = 60 - 45 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Оскільки $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} = \frac{15}{15} = 1,0 \rightarrow$ використаємо формулу для середньоарифме-

тичного температурного напору.

$$\Delta \bar{t}_{\text{ap}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2}, \quad (2.76)$$

$$\Delta \bar{t}_{\text{ap}} = \frac{15 + 15}{2} = 15 \text{ } (^{\circ}\text{C}).$$

Для перехресного ходу теплоносіїв визначаємо поправку

$$\text{Допоміжний параметр } P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{45 - 10}{60 - 10} = 0,7.$$

$$\text{Допоміжне параметр } R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{60 - 25}{45 - 10} = 1,0.$$

З графіка джерела [29] знаходимо величину поправки на перехресний хід.

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,68.$$

Площа теплообміну в теплообмінному апараті

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ap}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}}, \quad (2.77)$$

$$F_1 = \frac{10,1 \cdot 10^3}{41,1 \cdot 15 \cdot 0,68} = 24 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Об'єм теплообмінника

$$V_T = \frac{F}{\beta}, \quad (2.78)$$

де β – умовний коефіцієнт компактності, (м²/м³).

$$V_T = \frac{24}{1204} = 0,02 \text{ м}^3.$$

За [28] для пластин ПЛР-1 у випадку значень критерію Рейнольдса $Re = 600 \dots 2000$ значення коефіцієнтів: $B = 9,572$; $n = 0,574$, для значень $Re = 2000 \dots 3000$: $B = 1,451$; $n = 0,327$.

Критерій Ейлера

$$Eu = B \cdot Re^{-n}. \quad (2.79)$$

$$Eu_1 = 9,572 \cdot 878^{-0,574} = 0,196,$$

$$Eu_2 = 9,572 \cdot 1075^{-0,327} = 0,174.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору ТА

$$\xi = \frac{Eu \cdot d_e}{\delta_T}, \quad (2.80)$$

$$\xi_1 = \frac{0,196 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3}}{6,35 \cdot 10^{-3}} = 0,0951,$$

$$\xi_2 = \frac{0,174 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3}}{6,35 \cdot 10^{-3}} = 0,0844.$$

Приймаємо число ходів теплоносіїв: $z_1 = 10$; $z_2 = 10$.

Довжина поверхонь гофропластин в напрямку руху теплоносіїв

$$L = \frac{V_T \cdot \xi \cdot \rho \cdot \omega \cdot z}{G}, \quad (2.81)$$

де ω – швидкість теплоносія, м/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

G – масова витрата теплоносія, кг/с.

$$L_1 = \frac{0,02 \cdot 0,0951 \cdot 1,015 \cdot 5,5 \cdot 10 \cdot 3600}{940} = 0,4 \text{ (м)};$$

$$L_2 = \frac{0,02 \cdot 0,0844 \cdot 1,231 \cdot 5,5 \cdot 10 \cdot 3600}{940} = 0,44 \text{ (м)}.$$

Прийmemo довжину ходів гарячого і холодного теплоносія 0,44 м.

Площа фронту для обох теплоносіїв

$$f_{\text{фр}} = \frac{V_T}{L}, \quad (2.82)$$

$$f_{\text{фр1}} = f_{\text{фр2}} = \frac{0,02}{0,44} = 0,045 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Коефіцієнт проходу для теплоносіїв

$$\kappa_0 = \frac{\delta_T \cdot \beta}{\delta_T + l_p + 2\delta_p}, \quad (2.83)$$

$$\kappa_0 = \frac{6,35 \cdot 1204}{6,35 + 3,175 + 2 \cdot 0,152} = 777,8 \left(\frac{\text{М}^2}{\text{М}^3} \right).$$

Поверхня тепловіддачі на боці кожного з теплоносіїв

$$F_{1,2} = \kappa_0 \cdot V_T, \quad (2.84)$$

$$F_{1,2} = 777,8 \cdot 0,02 = 15,6 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Фронтальний коефіцієнт заповнення

$$\zeta = \frac{\kappa_0 \cdot d_e}{2}, \quad (2.85)$$

$$\zeta = \frac{777,8 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,198.$$

Живий переріз пакета

$$f_{ж12} = \zeta \cdot f_{фр}, \quad (2.86)$$

$$f_{ж1,2} = 1,198 \cdot 0,045 = 0,253 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Висота пакета (матриці)

$$H = \frac{f_{ж}}{L}, \quad (2.87)$$

$$H = \frac{0,253}{0,44} = 0,42 \text{ (м)}.$$

2.6.4 Аеродинамічні втрати в пластинчастому ТА

Втрати напору в ТА

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2 \left[\xi \frac{L}{d_e} \right] + \xi_{вх} + \xi_{вих}}, \quad (2.88)$$

де $\xi_{вх}$, $\xi_{вих}$ – місцеві коефіцієнти опору входу і виходу матриці, прийmemo рівними 0,5 [31].

$$\Delta P_1 = \frac{1,015 \cdot 5,5^2}{2} \left[2 \cdot 0,0951 \frac{0,44}{3,08 \cdot 10^{-3}} + 0,5 + 0,5 \right] = 432 \text{ (Па)},$$

$$\Delta P_2 = \frac{1,231 \cdot 5,5^2}{2} \left[2 \cdot 0,0844 \frac{0,44}{3,08 \cdot 10^{-3}} + 0,5 + 0,5 \right] = 468 (\text{Па}).$$

Необхідна подача вентиляторів

$$Q_b = \frac{G}{\rho},$$

$$Q_b = \frac{940}{1,015} = 926 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right) (\text{м}^3/\text{год}).$$

Для роботи приймемо вентилятори ВЦ 4-75-2,5 з видатністю $V = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$ та з двигуном АИР63А2, ел. потужністю 0,37 кВт [44].

2.7 Розрахунок конденсаційного теплообмінного апарата

2.7.1 Формування початкових даних

- температура відпрацьованого повітря на вході в ТА, $t'_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура мережної води на вході в ТА, $t'_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;
- масова витрата відпрацьованого повітря, $G_1 = 1 \text{ кг/с}$;
- відносна вологість відпрацьованого повітря на вході в ТА, $\phi_1 = 16 \%$;
- вологовміст відпрацьованого повітря на вході в ТА, $d_B = d_1 = 20,08 \text{ г/кг}$;

На h - d діаграмі вологого повітря будуюмо теоретичний процес охолодження відпрацьованого повітря (Рис. 1.1). Для цього знаходимо точку В за параметрами t'_1 і d_1 , далі по $\phi = \text{const}$ спускаємося по лінії насичення, знаходимо точку С.

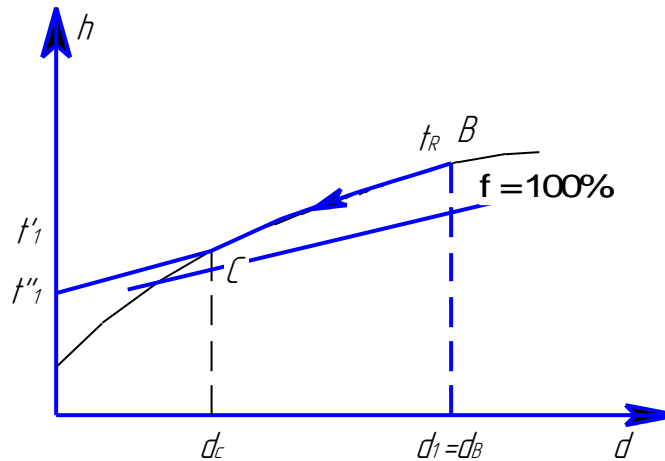


Рисунок 2.8 – Теоретичний процес охолодження повітря в конденсаційному ТА

За h-d діаграмою, параметри повітря на виході з ТА:

$$h_1'' = h_c = 29 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right); \quad d_1'' = d_c = 7,62 \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}} \right),$$

$$W = \Delta d = d_b - d_c = 20,08 - 7,62 = 12,46 \left(\frac{\text{г}}{\text{с}} \right) = 44,8 \left(\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right).$$

2.7.2 Потужність конденсаційного ТА

Середня температура відпрацьованого повітря

$$t_{1_{\text{cp}}} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \quad (2.89)$$

де t_1'' – температура відпрацьованого повітря на виході з теплообмінника, приймаємо 11 °С [25]

$$t_{1_{\text{cp}}} = \frac{25 + 11}{2} = 18 (\text{°С}).$$

Для $t_{1_{\text{cp}}}$ з теплофізичних властивостей сухого повітря визначаємо теплємність, $c_{p1} = 1,005, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ [25].

Теплова потужність теплообмінника

$$Q=(G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) + Q_k) \cdot \eta, \quad (2.90)$$

де η – ККД теплообмінника, приймаємо 0,98 [37];

Q_k – теплота яка надходить разом із конденсацією водяної пари

$$Q_k = G_1 \frac{1000}{(d_B - d_C) \cdot 3600} \cdot r, \quad (2.91)$$

де r – теплота пароутворення, визначається з теплофізичних властивостей сухої насиченої пари за $t_{1cp} = 2430$, кДж/кг [25];

$$Q_k = 1 \cdot \frac{1000}{(20,08 - 7,62) \cdot 3600} \cdot 2430 = 54,2 \text{ (кВт)},$$

$$Q = (1 \cdot 1,005 \cdot (25 - 11) + 54,2) \cdot 0,98 = 67,9 \text{ (кВт)}.$$

Параметри охолодної води

Температуру охолодної води на виході з теплообмінника, приймаємо 20 °С. Тоді, середня температура води

$$t_{2cp} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (2.92)$$

$$t_{2cp} = \frac{10 + 20}{2} = 15 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Витрата охолодної води

$$G_2 = \frac{Q}{C_{p2}(t''_2 - t'_2)}, \quad (2.93)$$

де C_{p2} – теплоємність мережної води, за [25] $C_{p2} = 4,187$, кДж/(кг·К);

$$G_2 = \frac{67,9}{4,187 \cdot (20 - 10)} = 1,6 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

2.7.3 Тепловий розрахунок ТА

Геометричні розміри поверхонь теплопередачі (задаємося):

- довжина труб, $L = 2$ м;
- загальна кількість труб, $n = 24$.

Площа поперечного перерізу труби для проходження охолодної води

$$f_B = \frac{G_2}{n \cdot \rho_2 \cdot w_2}, \quad (2.95)$$

де w_2 – швидкість мережної води в трубі, приймаємо 1, м/с;

ρ_2 – густина охолодної води, за t_{2cp} $\rho_2 = 995,5$ кг/м³ [25];

$$f_B = \frac{1,6}{24 \cdot 995,5 \cdot 1} = 6,7 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Внутрішній діаметр труб в теплообміннику

$$d_B = \sqrt{\frac{f_B \cdot 4}{\pi}}, \quad (2.96)$$

$$d_B = \sqrt{\frac{6,7 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{3,14}} = 0,009 \text{ (м)}.$$

Підбираємо труби сталеві з діаметрами 15/20, мм.

Критерій Рейнольдса для руху охолодної води в трубах

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot l_2^*}{\nu_2}, \quad (2.97)$$

де l_2^* – визначальний розмір, для труб приймаємо d_y ;

ν_2 – кінематична в'язкість, визначаємо за t_{2cp} з теплофізичних властивостей води $\nu_2 = 1,001 \cdot 10^{-6}$, м²/с;

$$Re_2 = \frac{1 \cdot 0,015}{1,001 \cdot 10^{-6}} = 14985.$$

Оскільки $Re > 10^4$ течія турбулентна.

Критерій Прандтля, Pr_2 визначається для t_{2cp} з теплофізичних властивостей води $Pr_2 = 7,02$.

Критерій Нуссельта для турбулентної течії в трубах

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43}, \quad (2.98)$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 14985^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} = 106,3.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від охолодної води до внутрішньої стінки труби

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{l_2^*}, \quad (2.99)$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності визначаємо за t_{2cp} з теплофізичних властивостей води, $\lambda_2 = 0,599$ Вт/(м·К)

$$\alpha_2 = \frac{106,3 \cdot 0,599}{0,015} = 4246,25 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт тепловіддачі для парогазової суміші

$$\alpha_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 + \alpha_k + r \cdot \beta_p \frac{P_n - P_{n0}}{t_{n0} - t_n}}}, \quad (2.100)$$

де α_k – коефіцієнт тепловіддачі для конденсації водяної пари;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі без конденсації парогазової суміші;

β_p – коефіцієнт масовіддачі віднесений до різниці парціальних тисків;

P_{n0} – парціальний тиск водяної пари на початку конденсації, 3,2 кПа;

P_n – парціальний тиск водяної пари в кінці процесу конденсації 1,2 кПа;

t_{n0} – температура для водяної пари на початку процесу конденсації 25 °С;

t_n – температура для водяної пари в кінці процесу конденсації 10 °С;

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації водяної пари

$$\alpha_k = \frac{Re}{\pi \cdot L \cdot (t_n - t_{ct}) \cdot B} \cdot \varepsilon_n, \quad (2.101)$$

де B – число яке визначається з табличних даних $B = 2,42 \cdot 10^3$, (м/Вт), [4];

ε_n – поправковий коефіцієнт, який враховує кількість рядів труб у пучках

$\varepsilon_n = 0,9$ [38];

t_{ct} – температура стінки труби, приймаємо 20, °С;

Re – число Рейнольдса для чистої пари

$$Re = 3,25 \cdot Z^{0,75}, \quad (2.102)$$

де Z – приведена довжина поверхні (число Григуля) для чистої пари

$$Z = \pi \cdot (t_n - t_{ct}) \cdot L \cdot A, \quad (2.103)$$

де A – число яке визначається з табличних даних $A = 8,76$, 1/(м·К), [40];

$$Z = 3,14 \cdot (25 - 20) \cdot 2 \cdot 8,76 = 275.$$

$$Re=3,25 \cdot 275^{0,75}=219,$$

$$\alpha_k = \frac{570}{3,14 \cdot 2 \cdot (25-20) \cdot 2,42 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,9 = 6751 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right),$$

Тепловіддача без конденсації з парогазової суміші

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot l_1^*}{\nu_1}, \quad (2.104)$$

де ν_1 – кінематична в'язкість, визначаємо за t_{1cp} , $\nu_1 = 15,06 \cdot 10^{-6}$, м²/с;

w_k – швидкість руху парогазової суміші, приймаємо 0,5 м/с;

l_1^* – визначальний розмір, для міжтрубного простору приймаємо d_3 ;

$$Re_k = \frac{0,5 \cdot 0,02}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 664.$$

Оскільки критерій Рейнольдса $Re < 10^3$ течію вважаємо ламінарною. Тоді, для шахових пучків труб

$$Nu_1 = 0,52 \cdot Re_1^{0,5} \cdot Pr_1^{0,33} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_z \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (2.105)$$

де Pr_1 – критерій Прандтля визначається для t_{1cp} з теплофізичних властивостей

повітря $Pr_1 = 0,7$;

$$\varepsilon_c = 1,12 [40];$$

Приймаємо кут атаки на пучок $\varphi = 10^\circ$. Тоді поправка $\varepsilon_\varphi = 0,42 [40]$.

Приймаємо кількість рядів $z = 4$. Тоді поправка для перших рядів шахового пучка $\varepsilon_{z1} = 0,6$, $\varepsilon_{z2} = 0,7$.

Середнє значення ε_z

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + (z - 2)}{z}, \quad (2.106)$$

$$\varepsilon_z = \frac{0,6 + 0,7 + (4 - 2)}{4} = 0,825.$$

$$Nu_1 = 0,52 \cdot 664^{0,5} \cdot 0,7^{0,33} \cdot 1,12 \cdot 0,42 \cdot 0,825 = 4,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі без конденсації парогазової суміші

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{l_1^*}, \quad (2.107)$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності, визначаємо за t_{1cp} , $\lambda_1 = 2,55 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right)$;

$$\alpha_1 = \frac{4,6 \cdot 2,55 \cdot 10^{-2}}{0,02} = 5,9 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

2.7.4 Площа теплообміну в конденсаційному ТА

Кінематична в'язкість вологого повітря

$$v_{\text{вп}} = \frac{\mu_{\text{см}}}{\rho_{\text{вп}}}, \quad (2.108)$$

де $\mu_{\text{см}}$ – динамічна в'язкість суміші;

$\rho_{\text{вп}}$ – густина вологого повітря.

$$\mu_{\text{см}} = \frac{(1 - \varepsilon)\mu_{\text{п}} + 1,6 \cdot \varepsilon \cdot \mu_{\text{пов}}}{1 + 0,61\varepsilon}, \quad (2.109)$$

де $\mu_{\text{п}}$ – динамічна в'язкість пари за $t_{\text{н}}$ з теплофізичних властивостей сухої насиченої пари на лінії насичення, $\mu_{\text{п}} = 0,98 \cdot 10^{-6}$, Н·с/м² [25];

ε – об'ємний вміст повітря в парі, 0,2 [40];

$\mu_{\text{пов}}$ – динамічна в'язкість повітря за $t_{\text{н}}$ з теплофізичних властивостей сухо-го насиченого повітря, $\mu_{\text{пов}} = 18,35 \cdot 10^{-6}$, Н·с/м² [25].

$$\rho_{\text{вп}} = \left(\frac{P}{RT} \right) \cdot \left(\frac{1+d_{\text{н}}}{1+1,61 \cdot d_{\text{н}}} \right), \quad (2.110)$$

де P – тиск вологого повітря, Па;

$d_{\text{н}}$ – вологовміст вологого повітря при $t_{\text{н}}$, $d_{\text{н}} = d_1 = 20,08$ г/кг.

$$\rho_{\text{вп}} = \left(\frac{100000}{287 \cdot 298} \right) \cdot \left(\frac{1+0,02}{1+1,61 \cdot 0,02} \right) = 1,15 \text{ (кг/м}^3\text{)},$$

$$\mu_{\text{см}} = \frac{(1-0,2) \cdot 0,98 \cdot 10^{-6} + 1,6 \cdot 0,2 \cdot 18,35 \cdot 10^{-6}}{1+0,61 \cdot 0,2} = 5,9 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right),$$

Тоді

$$v_{\text{вп}} = \frac{5,9 \cdot 10^{-6}}{1,15} = 5,13 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}.$$

Критерій Рейнольдса для вологого повітря

$$\text{Re}_{\text{вп}} = \frac{w_{\text{вп}} \cdot l_{\text{вп}}^*}{v_{\text{вп}}}, \quad (2.111)$$

де $w_{\text{вп}}$ – швидкість руху вологого повітря, приймаємо 0,5, м/с;

$l_{\text{к}}^*$ – визначальний розмір, приймаємо d_3

$$\text{Re}_{\text{вп}} = \frac{0,5 \cdot 0,02}{5,13 \cdot 10^{-6}} = 1949.$$

Дифузійний критерій Шервуда

$$\text{Sh} = 0,82 \text{Re}_{\text{вп}}^{0,5} \cdot \pi^{\frac{1}{3}} \cdot \varepsilon^{-0,6}, \quad (2.112)$$

$$\text{Sh}=0,82 \cdot 1949^{0,5} \cdot 3,14^{\frac{1}{3}} \cdot 0,2^{-0,6}=139.$$

Коефіцієнт дифузії водяної пари в повітрі

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} \left(\frac{98000}{P_{\text{см}}} \right) \left(\frac{T_{\text{см}}}{T_0} \right)^{1,81}, \quad (2.113)$$

де $P_{\text{см}}$ – тиск парогазової суміші, Па;

$T_0 = 273\text{К}$.

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} \left(\frac{98000}{100000} \right) \left(\frac{273 + 25}{273} \right)^{1,81} = 2,65 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт масовіддачі

$$\beta = \frac{\text{Sh} \cdot D}{l^*}, \quad (2.114)$$

$$\beta = \frac{139 \cdot 2,65 \cdot 10^{-5}}{0,02} = 0,184 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці парціальних тисків

$$\beta_p = \frac{\beta}{RT_{\text{см}}}, \quad (2.115)$$

$$\beta_p = \frac{0,184}{287 \cdot (25 + 273)} = 2,15 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{К} \cdot \text{с} \cdot \text{Па}} \right).$$

За (2.100) визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від вологого повітря з конденсацією водяної пари

$$\alpha_{\text{cm}} = \frac{1}{\frac{1}{5,9 + 6751 + 2280 \cdot 10^3 \cdot 2,15 \cdot 10^{-6} \frac{4,5 - 4,2}{25 - 10}}} = 6756 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right),$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{cm}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (2.116)$$

де $\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки труби, 0,0025, м;

$\lambda_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопровідності сталі, $\lambda_{\text{ст}} = 45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [40].

$$K = \left(\frac{1}{6756} + \frac{0,0025}{45} + \frac{1}{4246,25} \right)^{-1} = 2277 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Складаємо температурний графік руху теплоносіїв (Рис. 2.9):

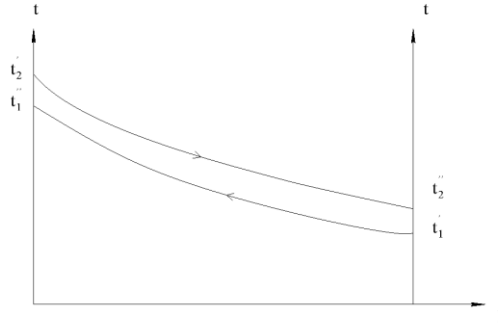


Рисунок 2.9 – Температурний графік руху теплоносіїв

Різниця температур між теплоносіями:

– більша $\Delta t_{\text{г}} = t_1' - t_2''$,

$$\Delta t_{\text{г}} = 25 - 20 = 5 (\text{°C}),$$

– менша $\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2'$,

$$\Delta t_{\text{м}} = 11 - 10 = 1 (\text{°C}).$$

Середній температурний напір

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)}, \quad (2.117)$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{5-1}{\ln\left(\frac{5}{1}\right)} = 2,5 (\text{°C}).$$

Питомий тепловий потік

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{cp}} \cdot 10^{-3}, \quad (2.118)$$

$$q = 2277 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 23,2 (\text{кВт/м}^2).$$

Площа поверхні нагріву для конденсаційного теплообмінника

$$F = \frac{Q}{q}, \quad (2.119)$$

$$F = \frac{67,9}{23,32} = 2,92 (\text{м}^2).$$

Довжина труб для конденсаційного теплообмінника

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot n}, \quad (2.120)$$

де d_3 – зовнішній діаметр труб який дорівнює 0,02, м;

$$L = \frac{2,92}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 24} = 1,94 (\text{м}).$$

Приймаємо довжину труб $L = 2$ м.

Загальна кількість труб для конденсаційного теплообмінника

$$n = \frac{F}{L \cdot \pi \cdot d_3}, \quad (2.121)$$

$$n = \frac{2,92}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,02} = 23,25 \text{ (шт.)} \approx 24 \text{ (шт.)}.$$

Похибка між раніше прийнятими значеннями L , n і розрахованими складає менше 3%, отже перерахунок проводити не потрібно.

2.7.5 Гідро- та аеродинамічний розрахунок конденсаційного ТА Аеродинамічні втрати в міжтрубному просторі [42]

$$\Delta P_M = (\Delta P_{T_M} + \Delta P_{M_M}) \cdot n, \quad (2.122)$$

де ΔP_{T_M} – втрати напору на тертя в міжтрубному просторі, Па;

ΔP_{M_M} – втрати напору в місцевих опорах в міжтрубному просторі, Па

$$\Delta P_{T_M} = \left(\lambda_{T_M} \cdot \frac{L}{d_3} \right) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2}, \quad (2.123)$$

де λ_{T_M} – коефіцієнт тертя в міжтрубному просторі;

ρ_2 – густина повітря після конденсації пари, визначаємо за $t_{1,cp}$ з теплофізичних властивостей сухого повітря $\rho_2 = 1,119 \text{ кг/м}^3$.

Оскільки $Re_2 > 2300$ то λ_{T_M} визначається за формулою

$$\lambda_{T_M} = 0,11 \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{k_e}{d_3} \right)^{0,25}, \quad (2.124)$$

де k_e – коефіцієнт шорсткості, м;

$$\Delta P_{\text{м.м}} = \Sigma \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (2.125)$$

де $\Sigma \xi_{\text{м}}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів в міжтрубному просторі

$$\lambda_{\text{т.м}} = 0,11 \left(\frac{68}{697634} + \frac{0,0005}{0,057} \right)^{0,25} = 0,0336,$$

$$\Delta P_{\text{т.м}} = \left(0,0336 \cdot \frac{2}{0,02} \right) \cdot \frac{1,119 \cdot 0,5^2}{2} = 46,674 \text{ (Па)}.$$

Значення місцевих опорів для міжтрубного простору в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Значення місцевих опорів для міжтрубного простору

Характер місцевих опорів	ξ
Вхідна і вихідна камери	1,5
Вхід в міжтрубний простір і вихід із нього	1,5
Поворот на 180° в міжтрубному просторі	1,5
Поворот на 90° в міжтрубному просторі	1

$$\Sigma \xi_{\text{м}} = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} + 2 \cdot \xi_{\text{вх.м}} + 2 \cdot \xi_{\text{вих.м}} + 3 \cdot \xi_{\text{п}} + 2 \cdot \xi_{\text{п.90}}, \quad (2.126)$$

де $\xi_{\text{вх}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вхід в камеру;

$\xi_{\text{вих}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вихід із камеру;

$\xi_{\text{вх.м}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вхід в міжтрубний простір;

$\xi_{\text{вих.м}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вихід із міжтрубного простору;

$\xi_{\text{п}}$ – коефіцієнт місцевого опору на поворот 180° в міжтрубному просторі;

$\xi_{\text{п.90}}$ – коефіцієнт місцевого опору на поворот 90° в міжтрубному просторі;

$$\Sigma \xi_{\text{м}} = 1,5 + 1,5 + 1,5 + 1,5 + 3 \cdot 1,5 + 2 \cdot 1 = 12,5,$$

$$\Delta P_{M_1} = 12,5 \cdot \frac{1,119 \cdot 0,5^2}{2} = 1007,1 \text{ (Па)},$$

$$\Delta P_M = (46,674 + 1007,1) = 1053,8 \text{ (Па)}.$$

Аеродинамічні втрати в трубах

$$\Delta P_T = (\Delta P_{T_r} \cdot n) + P_{M_r}, \quad (2.127)$$

де ΔP_{T_r} – втрати напору на тертя в трубах, Па;

ΔP_{M_r} – втрати напору в місцевих опорах в трубах, Па;

$$\Delta P_{T_r} = \left(\lambda_{T_r} \times \frac{L}{d_B} \right) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2}, \quad (2.128)$$

де λ_{T_r} – коефіцієнт тертя труб;

ρ_2 – густина води, визначаємо за t_{2cp} з теплофізичних властивостей води $\rho_2 = 980 \text{ кг/м}^3$.

Оскільки $Re_2 > 2300$ то λ_{T_r} визначається за (2.124)

$$\Delta P_{M_r} = \sum \xi_r \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2}, \quad (2.129)$$

де $\sum \xi_r$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів в трубах

$$\lambda_{T_r} = 0,11 \left(\frac{68}{19462} + \frac{0,0005}{0,054} \right)^{0,25} = 0,037,$$

$$\Delta P_{T_r} = \left(0,037 \cdot \frac{2}{0,015} \right) \cdot \frac{980 \cdot 1^2}{2} = 20,61 \text{ (Па)}.$$

Значення місцевих опорів для труб подано в таблиці 2.5

Таблиця 2.5 – Значення місцевих опорів для труб

Характер місцевих опорів	ξ
Вхідна і вихідна камери	1,5
Вхід в трубний простір і вихід із нього	1
Поворот на 180° між секціями	2,5

$$\Sigma \xi_T = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} + 4 \cdot \xi_{\text{вх.т}} + 4 \cdot \xi_{\text{вих.т}}) \cdot n + 3 \cdot \xi_c, \quad (2.130)$$

де $\xi_{\text{вх}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вхід в камеру;

$\xi_{\text{вих}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вихід із камери;

$\xi_{\text{вх.т}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вхід в труби;

$\xi_{\text{вих.т}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вихід із труб;

ξ_c – коефіцієнт місцевого опору на поворот 180° між секціями;

$$\Sigma \xi_T = (1,5 + 1,5 + 4 \cdot 1 + 4 \cdot 1) \cdot 24 + 3 \cdot 2,5 = 907,5,$$

$$\Delta P_{m_t} = 907,5 \cdot \frac{980 \cdot 1^2}{2} = 2729,7 \text{ (Па)},$$

$$\Delta P_T = (20,61 \cdot 24) + 2729,7 = 3223,7 \text{ (Па)}.$$

Подача вентиляторів та насоса води і відпрацьованого повітря

$$Q_c = k \cdot \frac{G \cdot 3600}{\rho}, \quad (2.131)$$

де k – коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,1 [43]

$$Q_c = 1,1 \cdot \frac{1 \cdot 3600}{1,1105} = 3566 \text{ (м}^3\text{/год)},$$

$$Q_b = 1,1 \cdot \frac{1,6 \cdot 3600}{980} = 6,46 \text{ (м}^3\text{/год)},$$

Напір вентиляторів для відпрацьованого повітря та насоса для води

$$H_c = k_n \cdot \Delta P_m, \quad (2.133)$$

де k_n – коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,2 [42]

$$H_c = 1,2 \cdot 1053,8 = 1264,6 \text{ (Па)},$$

$$H_b = 1,2 \cdot 3223,7 = 3868,2 \text{ (Па)}.$$

Підбираємо один вентилятор для відпрацьованого повітря маркою ВЦ 4-75 №4 з повним напором 1800 Па, подачею 4000 м³/год, максимальним ККД 67%, та електричною потужністю в 5 кВт [44].

Підбираємо один насос для мережної води маркою 40QY-6 SS з повним напором 0,7 МПа, подачею 8 м³/год, максимальним ККД 86%, та електричною потужністю в 3 кВт [45].

2.8 Розрахунок циклона

Початкові дані для розрахунку

- густина теплоносія $\rho = 1,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
- медіанний розмір часток пилу $d_m = 9 \text{ мм}$ (приймаємо) [4];
- кінематична в'язкість $\nu = 17,3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;
- стандартне відхилення функції розподілу парціальних коефіцієнтів очистки $\lg \delta_4 = 0,497$;
- концентрація пилу на вході в циклон $C_{\text{вх}} = 20 \frac{\text{г}}{\text{м}^3}$.
- густина часток пилу $\rho_{\text{ч}} = 2000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
- задана ефективність очищення газу в циклоні $\eta = 0,8$;

– витрату відпрацьованого теплоносія визначимо з теплового балансу теплообмінника

$$G = \frac{Q}{C_p \Delta t} \quad (2.134)$$

$$G = \frac{75}{1,005 \cdot (60 - 26)} = 2,2 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

2.8.1 Ефективність роботи циклона

Об'ємна витрата повітря

$$V = \frac{G}{\rho}, \quad (2.135)$$

$$V = \frac{2,2}{1,29} = 1,7 \left(\frac{\text{М}^3}{\text{с}} \right) \cdot 3600 = 6139 \left(\frac{\text{М}^3}{\text{год}} \right).$$

Діаметр циклона

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \omega_{\text{опт}} \cdot N}}, \quad (2.136)$$

Прийmemo кількість циклонів $N = 1$.

Оптимальні параметри роботи для циклона ЦН-15 [46]

$$\omega_{\text{опт}} = 3,5 \frac{\text{М}}{\text{с}}, \quad d_{\text{опт}}^T = 4,5 \text{ мкм}, \quad \lg \delta_{\eta}^T = 0,352.$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,7}{3,14 \cdot 3,5 \cdot 2}} = 0,56 \text{ (м)}.$$

Вибираємо значення типового діаметра циклону $D = 0,6 \text{ м}$ [46].

Теоретичний діаметр часток, що будуть осаджуватися з ефективністю 50%

$$d_{50}^T = \frac{d_M}{2}, \quad (2.137)$$

$$d_{50}^T = 9 / 2 = 4,5 \text{ (мкм)}.$$

По вибраному діаметру циклона знаходимо дійсну швидкість руху газу

$$\omega_p = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2}, \quad (2.138)$$

$$\omega_p = \frac{4 \cdot 1,7}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,6^2} = 3,0 \text{ (м/с)}.$$

Дійсна швидкість в циклоні не має відхилитися від оптимальної більше ніж на 15%

$$100 \cdot \left| \frac{3,0 - 3,5}{3,5} \right| = 0,143\% \leq 15\%.$$

Якщо відхилення більше ніж 15% вибирають другий тип циклона.

Визначаємо діаметр частинок, що осаджуються з ефективністю 50% за робочих умов

$$d_{50} = d_{50}^T \sqrt{\frac{D_{Ц} \cdot v \cdot \omega_T}{D_T \cdot v_T \cdot \omega_p}}, \quad (2.139)$$

$$d_{50} = 4,5 \sqrt{\frac{0,6 \cdot 1930 \cdot 17,3 \cdot 10^{-6}}{0,4 \cdot 2000 \cdot 22,2 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{3,5}{3,0}} = 7,11 \text{ (мкм)}.$$

Значення повинно бути менше заданого. Якщо це не виконується, то необхідно вибрати інший циклон з меншим значенням. $d_{50} = 7,11 < d_M = 9$ мкм.

Параметр X

$$X = \frac{\lg(d_M / d_{50})}{\sqrt{\lg^2 \delta_\eta^T + \lg^2 \delta_\eta^q}}, \quad (2.140)$$

де $\lg^2 \delta_\eta^T = 0,352$ стандартне відхилення функції розподілу парціальних коефіцієнтів очистки [47];

$\lg^2 \delta_\eta^q = 0,497$ стандартне відхилення розмірів частинок пилу [47].

$$X = \frac{\lg\left(\frac{9}{7,11}\right)}{\sqrt{0,352^2 + 0,497^2}} = 0,1674.$$

За величиною параметра X визначаємо значення нормальної функції розподілу $\Phi(X)$, де $\Phi(X)$ – повний коефіцієнт очищення газу, виражений в частках.

$$\Phi(X) = \begin{cases} 0,3762 \cdot X + 0,5 & \text{при } 0 \leq X \leq 0,6 \\ 1 - \frac{1}{5,8 \cdot X + 0,5} & \text{при } X > 0,6 \end{cases}, \quad (2.141)$$

$$\Phi(X) = 0,3762 \cdot 0,1674 + 0,5 = 0,562.$$

Ефективність очищення газу в циклоні

$$\eta = \frac{1 + \Phi(X)}{2}, \quad (2.142)$$

$$\eta = \frac{1 + 0,562}{2} = 0,812.$$

Отримане значення порівнюємо з необхідним. Якщо η виявиться меншим від необхідного, потрібно вибрати інший тип циклона з меншими значен-

нями $\omega_{\text{оп}}$ і d_{50}^T . Для даного розрахунку отримані значення заданої ефективності очищення газу в циклоні співпадають.

2.8.2 Коефіцієнт гідравлічного опору циклона

$$\xi = K_1 \cdot K_2 \cdot \xi_{500}, \quad (2.143)$$

де K_1 – поправковий коефіцієнт на дійсний діаметр циклона, $K_1 = 1$ [12],

K_2 – поправковий коефіцієнт на дійсну запиленість газу, $K_2 = 0,93$ [12],

ξ_{500} – коефіцієнт гідравлічного опору одиночного циклона діаметром 500 мм.

$$\xi = 1 \cdot 0,93 \cdot 155 = 142,6.$$

Гідравлічний опір циклона

$$\Delta P = \xi \frac{\rho \cdot \omega_p^2}{2}, \quad (2.144)$$

де ρ – густина газу, кг/м^3 ;

ω_p – швидкість газу в циклоні, м/с .

$$\Delta P = 142,6 \cdot \frac{1,29 \cdot 3,0^2}{2} = 827,8 \text{ (Па)}.$$

Потужність приводу для подачі газу

$$N = \frac{K_3 \cdot \Delta P \cdot V}{\eta_m \cdot \eta_b}, \quad (2.145)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу потужності, ($K_3 = 1,2$);

η_m – ККД вентиляторів, приймаємо $\eta_m = 0,8$ [47]

η_b – ККД передачі потужності від електродвигуна до вентилятора, приймемо $\eta_b = 0,8$ [47].

$$N = \frac{1,2 \cdot 827,8 \cdot 1,7}{0,8 \cdot 0,8} = 2639 \text{ (Вт)}.$$

Концентрація пилу на виході з циклона

$$C_{\text{вих}} = C_{\text{вх}} \cdot (1 - \eta), \quad (2.146)$$

$$C_{\text{вих}} = 20 \cdot (1 - 0,812) = 4 \left(\frac{\text{г}}{\text{м}^3} \right).$$

Таким чином, обраний циклон ЦН-15 забезпечує необхідний ступінь очищення. Передочистку газу робити не потрібно.

Довжина шляху газового потоку в циклоні

$$L = 2 \cdot (\pi \cdot D) = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,8 = 5,0 \text{ (м)}.$$

Швидкість у вхідному патрубку

$$v_{\text{окр}} = \frac{V}{N \cdot b \cdot a}, \quad (2.147)$$

де $b = 0,208$ – ширина вхідного патрубка, м [46];

$a = 0,528$ – висота вхідного патрубка, м [46].

$$v_{\text{окр}} = \frac{6139}{1 \cdot 3600 \cdot 0,208 \cdot 0,528} = 15 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Швидкість осадження часток

$$\omega_{\text{ос}} = \frac{d_{\text{ч}}^2 \cdot (\rho_{\text{ч}} - \rho_{\text{вп}}) \cdot v_{\text{окр}}^2}{g \cdot \mu_{\text{вх}} \cdot D}, \quad (2.148)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

$\rho_{\text{ч}}$ – густина часток пилу, кг/м^3 ;

$d_{\text{ч}}$ – діаметр часток для осаджування.

$\mu_{\text{вх}}$ – динамічна в'язкість повітря на вході в циклон, $\text{Н}\cdot\text{с/м}^2$;

$$\omega_{\text{ос}} = \frac{(4,5 \cdot 10^{-6})^2 \cdot (2000 - 1,29) \cdot 15^2 \cdot 1,29}{9,81 \cdot 17,3 \cdot 10^{-6} \cdot 0,6} = 1,69 \text{ (м/с)}.$$

Мінімальна тривалість перебування частинок в циклоні

$$\tau = \frac{L}{\omega_{\text{ос}}}, \quad (2.149)$$

$$\tau = \frac{5,0}{1,69} = 2,95 \text{ (с)}.$$

За діаметром циклона визначаємо всі його інші розміри і вносимо в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 – Розміри циклона ЦН-15-600

Назва	Позначення	Величина (м)
Внутрішній діаметр вихлопної труби	d	0,354
Внутрішній діаметр пилевипускного отвору	d_1	0,24
Ширина вхідного патрубку на вході (внутрішній розмір)	b_1	0,28
Довжина вхідного патрубку	l	0,48
Висота установки фланця	$h_{\text{фл}}$	0,192
Кут нахилу кришки і вхідного патрубку	α	15
Внутрішній діаметр циклона	$D_{\text{ц}}$	0,8
Висота циліндричної частини циклона	$H_{\text{ц}}$	1,808
Висота конуса циклона	$H_{\text{к}}$	1,2
Висота зовнішньої частини вихлопної труби	$h_{\text{в}}$	0,24
Загальна висота циклона	H	2,136
Маса	M	162 кг

Висновки до Розділу 2.

В даному розділі проведені розрахунки теоретичної та дійсної сушарки. Розрахована необхідна частка рециркуляції повітря, яка склала 20%. Визначені параметри повітря на всіх етапах підготовки до сушіння і під час самого процесу. Годинна витрата теплоти на випаровування вологи становить $q_1 = 2459$ кДж/(кг·К). Складено тепловий баланс дійсної сушарки.

У процесі роботи було визначено повну площу теплообміну пластинчастого ТА, яка склала 376 м^2 , визначено розміри і кількість пластин в теплообміннику, площа фронту для обох пакетів матриці склала $0,045 \text{ м}^2$, висота теплообмінника $0,12 \text{ м}$.

Зроблено гідравлічний розрахунок пластинчастого ТА, де визначено втрати тиску на прокачування теплоносіїв через теплообмінник. Втрати тиску за грієм теплоносієм складають 432 Па , за нагріваним 468 Па .

Розрахунки показали, що площа кожухотрубного конденсаційного ТА для осушення відпрацьованого теплоносія $F = 2,92 \text{ м}^2$, при довжині труб $L = 2$ м і діаметрах $\frac{d_2}{d_1} = \frac{20}{15}$ мм необхідна кількість труб $n = 24$.

Потужність конденсаційного ТА $Q = 67,9 \text{ кВт}$, що дозволяє осушити 1 кг/с вологого повітря і відвести $44,8$ кг/год вологи.

Виконано аеродинамічний розрахунок ТА і підібрано нагнітальний вентилятор для тракту повітря ВЦ 4-75, №4 і насос для тракту води 40QY-6 SS.

Розраховано газоочисне обладнання, підібрано циклон типу ЦН-15-600.

3 ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ

3.1 Монтаж допоміжного обладнання

3.1.1 Аналіз об'єкта монтажу

До монтажних робіт при модернізації сушарки входить монтаж теплообмінника з відповідною арматурою [1], циклона ЦН-15-600 і нагнітального вентилятора ВЦУН 280x127-5,5-2.

Компактний теплообмінник-рекуператор має масу 500 кг, а нагнітальний вентилятор в комплекті з двигуном – 150 кг.

Циклон ЦН-15-600 поставляється в зборі з рамними опорами в кількості 3 штук.

Маса циклона без рамних опор 162 кг.

Компактний теплообмінник поставляється в комплекті з обв'язкою, з вихідними отворами 200 мм і монтажними петлями для кріплення теплообмінника до опор. Монтаж теплообмінника починають з установки опорних металоконструкцій біля сушильної камери, що мають вертикальні стійки з опорами, з'єднаних між собою зв'язками з швелерів і кутників. Перед монтажем теплообмінника його перевіряють на щільність, якість зварних швів, для цього проводять візуальний огляд пристрою без транспортної обрешітки. Нагнітальні вентилятори поставляються з двигуном в зборі, монтуються на віброопори і з'єднуються з повітропроводами гнучкими вставками.

Вимоги до монтажу циклонів зводяться до того, щоб забезпечити проектні параметри повітряного середовища на виході їх з циклону. Це досягається максимально можливою герметизацією повітропроводів на вході і виході циклона, правильною установкою його елементів по вертикалі і герметичним зчленуванням всіх його елементів.

3.1.2 Підбір обладнання і матеріалів для монтажу теплообмінника

Для встановлення теплообмінника потрібні матеріали, представлені в таблиці 3.1 [49].

Таблиця 3.1 – Матеріали для встановлення та обв'язки теплообмінника

№ п.п.	Найменування матеріалу	Одиниці вимірювання	Кількість	Маса одиниці, кг	Маса, кг
Основні матеріали					
1	Повітропроводи сталеві з фланцями та зварними стилями, що монтується з готових вузлів, на умовний тиск не більше 2,5 МПа, діаметр 400×0,7 мм.	м ²	17,68	10	176,8
2	Опора ОСТ 26-655-79	шт	4	84	336
3	Теплообмінник	шт	1	500	500
4	Вентилятор ВЦ 4,75, №6	шт	1	105	105
5	Шибери Ду 400 РУ10 СМО (Іспанія)	шт	1	62	62
6	Відвід 90° 400×1 прямокутний вентиляційний ДСТУ EN 12599:2006	шт	4	4,08	16,32
7	Фланець приварний, діаметр 400 мм	шт	4	2,3	9,2
Допоміжні матеріали					
8	Виріб гумовий технічний	кг	0,39		0,39
9	Каболка	кг	0,03		0,03
10	Оліфа комбінована К-3	т	0,00004		0,04
11	Болти будівельні з гайками і шайбами	т	0,012		12
12	Дріт зварювальний ER70 (0,8мм)	т	0,005	5	5
13	Фарба масляна МА-15	т	0,00006		0,06

Загальна маса матеріалів 1223,84 кг.

3.1.3 Підбір матеріалів і обладнання для монтажу вентилятора

Для встановлення вентилятора підбрані матеріали показані в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Матеріали для монтажу вентилятора

№ п.п.	Найменування матеріалу	Одиниці вимірювання	Кількість	Маса одиниці, кг	Маса, кг
Основні матеріали					
1	Вентилятор відцентровий ВЦУН 280х127-5,5-2, 5,5 кВт.	шт	1	150	150
2	Віброопори Vibrofix 220	шт	4	0,8	3,2
3	Вставка гнучка 400×400мм	шт	1	3,2	3,2
4	Фланець приварний 400×400мм	шт	1	2,3	2,3
Допоміжні матеріали					
5	Болти анкерні	т	0,0062		6,2

Загальна маса матеріалів на встановлення 1 вентилятора – 164,9 кг.

3.1.4 Підбір обладнання і матеріалів для монтажу циклона

Для встановлення циклона ЦН-15 потрібні матеріали, які подані в таблиці 3.3 [49].

Таблиця 3.3 – Матеріали для встановлення циклона ЦН-15

№ п.п.	Найменування матеріалу	Одиниці вимірювання	Кількість	Маса одиниці, кг	Маса, кг
1	2	3	4	5	6
Основні матеріали					
1	Циклон ЦН-15-600	шт	1	162	162
2	Повітропроводи із нержавіючої сталі класу Н з фланцями та зварними стиками, що монтуються з готових вузлів, на умовний тиск не більше 2,5 МПа, прямокутні, 400×400×0,7 мм.	м ²	12,4	5,8	71,92
3	Шибери ножеві Ду 400РУ10 СМО (Іспанія)	шт	1	62	62
5	Відвід 90° 400×1 прямокутний вентиляційний ДСТУ EN 12599:2006	шт	3	4,08	12,24
6	Рама несуча	шт	1	120	120

Продовження таблиці 3.3					
1	2	3	4	5	6
Допоміжні матеріали					
7	Виріб гумовий технічний морозостійкий	кг	3,58		3,58
8	Болти будівельні з гайками і шайбами	т	0,011		11
9	Дріт зварювальний ER70 (0,8мм)	т	0,005	5	5
10	Мастика герметизуюча нетвердіюча "Gilan"	т	0,0005		0,5

Сумарна маса матеріалів на встановлення 1 циклона – 459,58 кг.

Сумарна маса усіх матеріалів, що потрібні на встановлення системи, складає $1223,84 + 164,9 + 459,58 = 1848,3 \approx 1849$ кг.

3.1.5 Визначення складу і об'ємів робіт

3.1.5.1 Склад робіт з монтажу:

- доставка деталей до місць монтажу та їх складування;
- розмітка місць прокладання газопроводів;
- монтаж теплообмінника;
- прокладання повітропроводів діаметром 400 мм;
- встановлення запірної арматури з Ду 400;
- монтаж вентилятора;
- монтаж циклона;
- перше робоче випробування системи подачі відхідних газів;
- перевірка системи і здача її в експлуатацію;
- повернення допоміжного обладнання і залишків на склад.

3.1.5.2 Визначення об'ємів робіт

- доставка деталей зі складу до місць монтажу та їх складування. Одиниці вимірювання – в тоннах. Загальна маса всіх деталей 1849 кг (див. табл 3.1 – 3.3). Приймаємо об'єм робіт $V = 1,849$ т;
- встановлення рами несучої для монтажу циклона. Одиниці вимірювання в тоннах. Маса усіх деталей рами 120 кг. Приймаємо об'єм робіт $V = 0,12$ т;

- монтаж теплообмінника. Одиниці вимірювання в штуках. Встановлюється один циклон масою 500 кг. Приймаємо $V = 1$ шт;
- монтаж циклона ЦН-15. Одиниці вимірювання в штуках. Встановлюємо 1 (один) циклон масою 162 кг. Приймаємо $V = 1$ шт;
- прокладання повітропроводів діаметром 400 мм. Одиниці вимірювання 100 метрів. Довжина труб з діаметром 400 мм складає 9,45 м. Приймаємо об'єм робіт $V = 0,0945$ м;
- монтаж запірної арматури для повітропроводів діаметром 400 мм. Одиниці вимірювання 100 штук. Встановлюється 2 шибери масою 2×62 кг. Приймаємо об'єм робіт $V = 0,0124$ шт;
- монтаж вентилятора ВЦУН для подачі запиленого повітря. Одиниці вимірювання в штуках. Встановлюється 1 (один) вентилятор ВЦУН 280x127-5,5 масою 150 кг. Приймаємо об'єм робіт $V = 1$;
- монтаж нагнітального вентилятора для подачі відпрацьованого теплоносія. Одиниці вимірювання штуки. Встановлюється 1 вентилятор ВЦ 4,75, №6 масою 105 кг. Приймаємо об'єм робіт $V = 1$;
- перше випробування системи циркуляції теплоносія. Одиниці вимірювання в метрах. Загальна довжина труб становить 6,3 м. Приймаємо $V = 6,3$ м;
- робоча перевірка системи в цілому. Одиниці вимірювання в штуках. Приймаємо $V = 1$ шт;

Доставлені на монтажний майданчик прилади групуємо згідно із заявочними специфікаціями.

3.1.5.3 Послідовність монтажних робіт

Монтаж теплообмінника та системи подачі відхідних газів виконується в наступній послідовності:

- розмітка місць установки кріплень;
- встановлення опори ОСТ 26-655–79;
- встановлення теплообмінника;

- прикріплення до теплообмінника газопроводів;
- монтаж вентилятора на віброопори;
- під'єднання вентилятора до газопроводів.

Монтаж газоочисного обладнання виконується в такій послідовності:

- розмічування місць установки кріплень на перекритті;
- збирання несучої рами;
- установка циклона;
- кріплення повітропроводів до циклона;
- установка вентилятора на віброопори;
- монтаж вентилятора до циклона і вихідного отвору повітря з сушарки.

Газопроводи, через які подаються відхідні гази, прокладається на висоті 0,5 м від бетонної поверхні. Газопровід, за допомогою якого відпрацьовані відхідні гази видаляються у димову трубу, прокладається на висоті 3 м від перекриття.

Апарати, деталі, матеріали та обладнання для встановлення системи завозяться централізовано автомашиною "Mercedes-Benz Sprinter 313". Технічні характеристики автомашини наведені в таблиці 3.4 [50].

Для монтажу теплообмінника потрібно застосувати автокран JCB 540-140 на колісній базі, характеристики якого наведено в таблиці 3.5 [51].

Для зварювання стиків повітропроводів використовується зварювальний апарат Tesla Weld TIG 302. Його характеристики вказані в таблиці 3.6 [52].

Таблиця 3.4 – Технічні характеристики "Mercedes-Benz Sprinter 313"

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Вантажопідйомність	кг	до 1590
Площа завантаження	м ²	5,8
Вантажна висота	мм	1365
Максимальна довжина загрузки	мм	4300
Діаметр розвороту	м	12,3
Витрата палива	л/100 км	16,2
Маса	кг	3250

Таблиця 3.5 – Технічні характеристики автокрана JCB 540-140

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Вантажопідйомність	т	4
Висота підйому стріли	м	12
Розміри в транспортному положенні довжина	м	6,3
висота		2,5
ширина		2,2
Маса	т	5,4

Таблиця 3.6 – Технічні характеристики зварювального апарата Tesla Weld TIG 302

Величина	Одиниця виміру	Значення
Номінальна напруга мережі	В	190-240
Номінальний зварювальний струм	А	32
Діаметр зварювального дроту	мм	0,8
Споживана потужність	кВт	7
Габарити	мм	250x350x430
Маса	кг	4,8

Для монтажу використовують інструменти (Таблиця 3.7).

Таблиця 3.7 – Набір інструментів та пристосувань для монтажників [49]

Найменування	ГОСТ, марка	К-ть, шт.	Загальна маса, кг
Плоскогубці комбіновані	ДСТУ ГОСТ 5547-75	6	1,6
Ключ гайковий двосторонній М19х22 мм	ДСТУ ГОСТ 2839-80	6	1,2
Молоток слюсарний	ДСТУ ГОСТ 2310-77	6	1,8
Викрутки	ДСТУ ГОСТ 5423-79	6	0,31
Стрічка вимірювальна, 20 м	ДСТУ ГОСТ 7502-61	6	0,12
Зубило слюсарне довжиною 200 мм	ДСТУ ГОСТ 7211-72	6	2,1
Висок	ДСТУ ГОСТ 7948-80	2	0,2
Рівень металевий	ДСТУ ГОСТ 7948-80	2	0,22
Ящик переносний для інструменту		12	3,2
Всього:			38,65

3.1.6 Загальні витрати на паливні та енергетичні ресурси при монтажі

Витрата електроенергії на роботу електроприладів

$$E = P \cdot \tau \cdot k, \quad (3.1)$$

де τ – термін роботи приладу, год;

P – потужність приладу чи механізму, кВт;

k – коефіцієнт періодичності дії електричного обладнання.

Витрата електроенергії на зварювальний напівавтомат інверторного типу Tesla Weld TIG 302.

$$k = 0,1; \tau = 35,47 \text{ (год)}; P = 7 \text{ (кВт)}; E_{\text{за}} = 7 \cdot 35,47 \cdot 0,1 = 28,83 \text{ (кВт}\cdot\text{год)}.$$

Витрата пального для доставки матеріалів та виробів:

- відстань $\ell = 100$ км;
- кількість ходок $n = 1$;
- витрата пального $Q = 16,2$ л/100 км.

Повна необхідна кількість пального для доставки матеріалів

$$Q_{\text{п}} = 2 \cdot Q \cdot n \cdot \ell, \quad (3.2)$$

$$Q_{\text{п}} = 2 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 16,2 / 100 = 32,4 \text{ (л)}.$$

3.1.7 Визначення трудомісткості виконання монтажних робіт

3.1.7.1 Визначення складу бригад

Склад бригад та середній розряд робітників для виконання монтажних робіт визначається згідно нормативних документів.

1. Доставлення матеріалів деталей до місць монтажу. Водій і робітник.

2. Встановлення несучої металевої конструкції. Два монтажники, 1 - 3, 1 - 6 розрядів.
3. Монтаж ГА. Два монтажники 3, 4 розрядів.
4. Монтаж циклона. Два монтажники 3, 4 розрядів.
5. Прокладання повітропроводів діаметром 400мм. Два слюсарі-вентиляційники 3, 2 розрядів.
6. Встановлення запірної арматури Ду 400. Слюсар-сантехнік 4 розряду.
8. Монтаж вентилятора. Два монтажники 3 розряду.
9. Перше робоче випробування окремих частин. Два слюсарі-вентиляційники 5, 3 розрядів.
10. Робоча перевірка системи в цілому. Два слюсарі-вентиляційники 5, 3 розрядів.
11. Повернення допоміжного обладнання на склад. Робітник, водій.

3.1.7.2 Трудомісткість монтажних робіт

$$Q = V \cdot N_{\text{ч}} / B, \quad (3.3)$$

де $N_{\text{ч}}$ – норма часу на одиницю виміру, люд/год;

V – об'єм робіт;

B – кількість годин в зміні, год.

Повна тривалість монтажних робіт

$$T = Q / n, \quad (3.4)$$

де n – кількість робітників, люд.

Q – трудомісткість монтажних робіт, люд/дні;

Результати розрахунку зведені в таблицю 3.8.

Таблиця 3.8 – Визначення трудомісткості виконання монтажних робіт

Найменування робіт	Од. виміру	Об'єм робіт	Норма часу, люд/год	Трудомісткість люд/дні	Виконавці		Тривалість, днів
					кількість	Склад ланки	
1	2	3	4	5	6	7	8
Доставка деталей до місць монтажу та їх складування	т	1,849	4,4	1,016	2	Робітник, водій	0,508
Встановлення несучої конструкції [48]	т	0,12	27,36	0,41	2	Монтажник 3, 6 розрядів	0,21
Монтаж теплообмінника [48]	шт	1	12,75	1,6	2	Монтажник 4, 3 розрядів	0,8
Монтаж циклона [48].	шт	1	12,75	1,6	2	Монтажник 4, 3 розрядів	0,8
Прокладання повітропроводів діаметром 400мм [48].	100 м ²	0,0945	231,2	2,73	2	Слюсар-вентиляційник, 3, 2 р.	1,36
Встановлення запірної арматури ДУ 400 [48].	100 шт	0,02	2,5	0,05	1	Слюсар сантехнік 4 розряду	0,05
Монтаж вентилятора ВЦУН [53].	шт	1	15,91	1,99	2	Монтажник 3 розряду	1,99
Монтаж вентилятора ВЦ 4-75 [53].	шт	1	15,91	1,99	2	Монтажник 3 розряду	1,99
Перше робоче випробування системи циркуляції	100 м	0,0658	5,4	0,044	2	Слюсар вентиляційник 5, 3 розрядів	0,022
Робоча перевірка системи в цілому	шт	1	2,9	2,9	2	Слюсар вентиляційник 5, 3 розрядів	1,45
Повернення допоміжного обладнання на склад	т	0,119	3,1	0,046	2	Робітник Водій	0,023
Всього				12,386			7,213

3.2 Принципові рішення з модернізації автоматизації системи регулювання параметрів сушарки

3.2.1 Опис об'єкта автоматизації

Об'єктом автоматизації є конвективна камерна сушарка для сушіння сільськогосподарської продукції. Її детальний опис і принцип роботи поданий у Розділі 1, п/п. 1.7.

3.2.2 Обґрунтування вибору регульованих величин та каналів регулюючого впливу

Основним параметром регулювання в камерних конвективних сушарках є температура теплоносія на вході в робочу камеру. Для надійної роботи камерної конвективної сушарки для сушіння яблук потрібно підтримувати необхідну витрату повітря з певною температурою, адже це безпосередньо впливає на якість готової продукції. Повітря підігрівається димовими газами в першому кожухотрубному теплообміннику, або за допомогою електричних ТЕНів. Регулювання температури повітря можна організувати шляхом змішування димових газів на виході із теплогенератора в змішувачі з повітрям навколишнього середовища.

3.2.2.1 Регулювання температури теплоносія на вході в робочу камеру

Схема автоматичного регулювання температури суміші на вході в робочу камеру представлена на рис. 3.1.

З датчика температури повітря (поз. 1-1) і датчика витрати (поз. 1-2), що встановлений на виході із змішувача, сигнал надходить на контролер (поз. 1-3), який порівнює значення температури, що надійшло, із заданим, після цього надсилає сигнал на виконавчий механізм (поз. 1-4), що приводить в дію регулюючий орган у вигляді засувки (поз. 1-5).

Змішувач спроектований таким чином, що змішування відбувається у

будь-якому випадку до заданого значення. За умови, коли температура повітря на виході із змішувача нижче або вище заданого значення, з датчика температури (поз. 1-1) надходить сигнал на контролер (поз. 1-3), який, в свою чергу, надсилає сигнал на регулюючий орган (поз. 1-4), що приводить в дію вентилятор, подаючи порцію повітря з навколишнього середовища і охолоджуючи димові гази до заданого значення температури 131,4 °С.

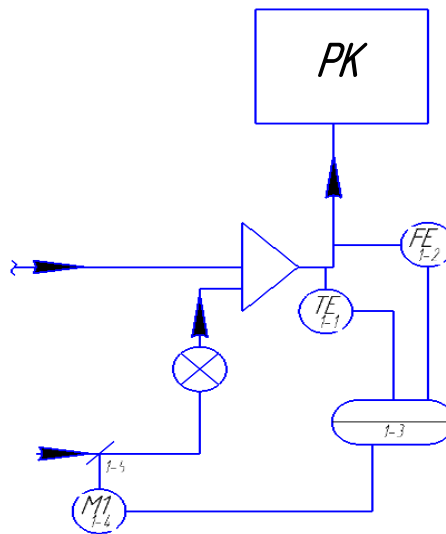


Рисунок 3.1 – Схема автоматичного регулювання температури суміші на вході в робочу камеру і на виході із камери змішування

1-1 – датчик температури MBT 3270 з діапазоном сприймання – до 300°C;

1-2 – датчик витрати Vortex VTX; 1-3 – контролер Modicon M171;

1-4 – виконавчий механізм; 1-5 – регулюючий орган.

3.2.2.2 Регулювання температури суміші на виході із камери змішування

Схема автоматичного регулювання температури суміші на виході із камери змішування представлена на рис. 3.1.

З датчика температури повітря (поз. 1-1) і датчика витрати (поз. 1-2) сигнал подається на контролер (поз. 1-3), який опрацьовує сигнал, порівнюючи його зі значенням заданої температури і генеруючи вихідний сигнал, що спрямовується на виконавчий механізм (поз. 1-4), який згодом приводить в дію регулюючий орган (поз. 1-5).

У випадку подачі надмірно холодного повітря це реєструє датчик температури перед теплогенератором і подає сигнал на контролер, що керує приводом заслінки і подає менше повітря. У випадку, коли вхідне повітря потрапляє в теплогенератор нижче заданого значення, це може призвести до меншої ніж необхідна температури в топці теплогенератора [59].

3.2.2.3 Автоматичне регулювання витрати повітря на вході в теплогенератор

Схема автоматичного регулювання витрати повітря на вході в теплогенератор наведена на рис. 3.2.

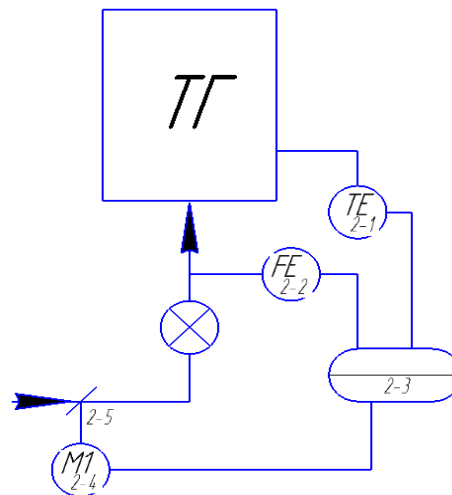


Рисунок 3.2 – Схема автоматичного регулювання витрати повітря на вході в теплогенератор

2-1 – датчик температури MBT 5116 з діапазоном сприймання $-50\dots+600^{\circ}\text{C}$;

2-2 – датчик витрати Vortex VTX; 2-3 – контролер Modicon M171;

2-4 – виконавчий механізм; 2-5 – регулюючий орган.

З датчика температури повітря (поз. 3-1) і датчика витрати (поз. 3-2) сигнал подається на контролер (поз. 3-3), який опрацьовує сигнал, порівнюючи його зі значенням заданої температури і генеруючи вихідний сигнал, що спрямовується на виконавчий механізм (поз. 3-4), який згодом приводить в дію регулюючий орган (поз. 3-5). Регулювання витрати суміші необхідно контролювати для підтримання певної температури повітря перед входом в робочу камеру. Температура теплоносія сушарки повинна підтримуватись у заданому

діапазоні, так як це безпосередньо впливає на якість готового продукту. Тому витрата повітря на змішування повинна швидко змінюватись при необхідності. Це пов'язано з властивістю сировини, яка використовується для сушіння. Технологічна особливість виробництва сушених яблук дозволяє зберігати продукт протягом тривалого часу, крім того, додаються нові смакові властивості, що і є головною відмінною рисою сушених яблук порівняно з свіжими яблуками [13].

3.2.2.4 Автоматичне регулювання суміші перед входом в теплообмінник

Схема автоматичного регулювання суміші перед входом в теплообмінник наведена на рис. 3.3.

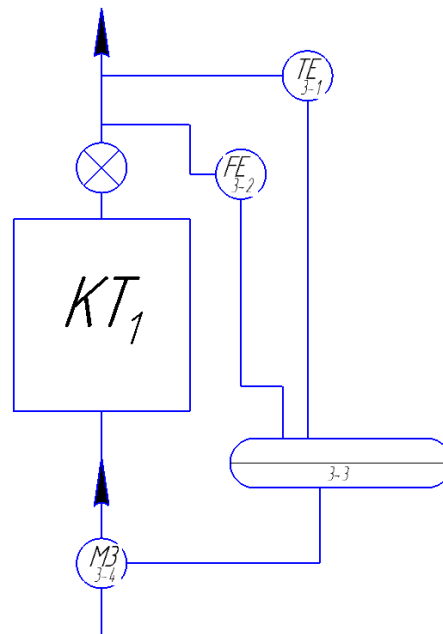


Рисунок 3.3 – Схема автоматичного регулювання витрати суміші перед входом в теплообмінник

3-1 – датчик витрати Classic UST;

3-2 – датчик температури MBT 3560 з діапазоном сприймання $-40\dots+200\text{ }^{\circ}\text{C}$;

3-3 – контролер Modicon M171; 3-4 – виконавчий механізм;

3-5 – регулюючий орган.

Витрата повітря регулюється в залежності від температури повітря на виході з робочої камери сушарки. З датчика температури повітря (поз. 4-1) і датчика витрати (поз. 4-2) сигнал подається на контролер (поз. 4-3), який опра-

цьовує сигнал, порівнюючи його зі значенням заданої температури і генеруючи вихідний сигнал, що спрямовується на виконавчий механізм (поз. 4-4), який згодом приводить в дію регулюючий орган (поз. 4-5). При наявності відхилення температури контролер подає сигнал на виконавчий механізм (поз. 4-4), що приводить в дію регулюючий орган (поз. 4-5) таким чином змінюючи витрату.

3.2.2.5 Автоматичне регулювання повітря на виході із робочої камери

Схема автоматичного регулювання повітря на виході із робочої камери сушарки наведена на рис. 3.4.

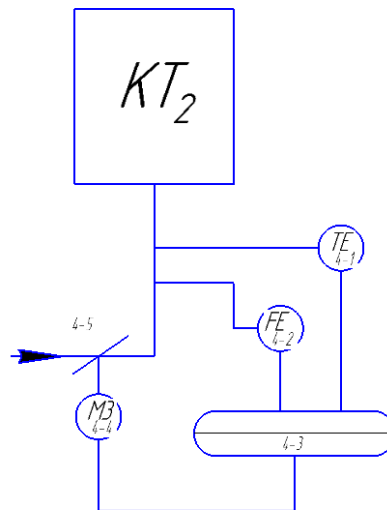


Рисунок 3.4 – Схема автоматичного регулювання витрати повітря на виході із робочої камери сушарки

4-1 – датчик витрати Vortex VTX;

4-2 – датчик температури MBT 3560 з діапазоном сприймання $-40\dots+200\text{ }^{\circ}\text{C}$;

4-3 – датчик температури; 4-4 – контролер Modicon M171;

4-5 – виконавчий механізм; 4-6 – регулюючий орган.

3.2.2.6 Регулювання подачі мережної води

Схема автоматичного регулювання подачі мережної води на вході в конденсаційний теплообмінник наведена на рис. 3.5.

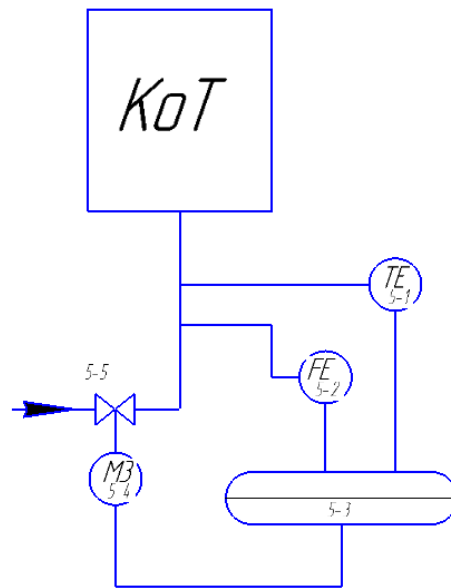


Рисунок 3.5 – Схема автоматичного регулювання подачі мережної води на вході в конденсаційний теплообмінник

5-1 – датчик витрати Classic UST;

5-2 – датчик температури MBT 3560 з діапазоном сприймання $-40\dots+200$ °C;

5-3 – контролер Modicon M171; 5-4 – виконавчий механізм;

5-5 – регулюючий орган.

Витрата мережної води регулюється в залежності від температури мережної води на вході в конденсаційний теплообмінник. З датчика температури мережної води (поз. 5-1) і датчика витрати (поз. 5-2) сигнал подається на контролер (поз.5-3), який опрацьовує сигнал, порівнюючи його зі значенням заданої температури і генеруючи вихідний сигнал, що спрямовується на виконавчий механізм (поз. 5-4), який згодом приводить в дію регулюючий орган (поз. 5-5). При наявності відхилення температури контролер подає сигнал на виконавчий механізм (поз.5-4), що приводить в дію регулюючий орган (поз. 5-5) таким чином змінюючи витрату. Витрата мережної води повинна підтримуватись в заданому діапазоні, так як це безпосередньо впливає на потужність конденсаційного теплообмінника, яка повинна залишатися незмінною.

3.2.3 Технологічний захист та контроль фізичних величин

Запобіжний пристрій призначений для ліквідації небезпечного виробничого фактора в джерелі його виникнення.

Запобіжні пристрої за характером дії поділяють на блокувальні та обмежувальні.

Блокувальні пристрої за принципом дії поділяють на механічні, електронні, електричні, електромагнітні, пневматичні, гідравлічні, оптичні, магнітні і комбіновані [58].

Обмежувальний пристрій – пристрій, що спрацьовує при порушенні параметрів технологічного процесу або режиму роботи виробничого устаткування. Обмежувальні пристрої за конструктивним виконанням поділяють на муфти, штифти, клапани, шпонки, мембрани, пружини, сільфони і шайби.

Гальмівний пристрій призначений для уповільнення або зупинки виробничого устаткування при виникненні небезпечного виробничого фактора.

При аварії на сушильному комплексі вмикається світлова та звукова сигналізація і зупиняється подача палива в теплогенератор.

При зникненні живлення на виробництві спрацьовує реле контролю напруги, який автоматично вмикає резервне живлення. При поновленні живлення генератор вимикається.

Вимірювання фізичних величин є невід’ємною операцією технологічних процесів, контролю та випробувань матеріалів, деталей, конструкцій і приймання готової продукції.

При автоматизації камерної конвективної сушарки для контролю величин були встановлені датчики температури, витрати, вологості, які контролюють такі величини:

- температура свіжого повітря;
- витрата свіжого повітря;
- температура повітря перед робочою камерою сушарки;
- відносна вологість повітря перед робочою камерою сушарки;

- витрата повітря перед робочою камерою сушарки;
- температура повітря після робочої камери сушарки;
- відносна вологість повітря після робочої камери сушарки;
- температура повітря перед першим теплообмінником;
- відносна вологість повітря перед першим теплообмінником;
- температура повітря перед конденсаційним теплообмінником;
- відносна вологість повітря перед конденсаційним теплообмінником;
- температура мережної води перед конденсаційним теплообмінником;
- витрата мережної води перед конденсаційним теплообмінником;
- температура мережної води після конденсаційного теплообмінника;
- витрата конденсату.

За допомогою датчиків температури ми контролюємо температуру повітря, після теплообмінників, в робочій камері, в теплогенераторі, на вході в робочу камеру, що дає нам можливість підтримувати певну температуру повітря на різних стадіях виробництва.

За допомогою вологоміра ми можемо контролювати процес сушіння та запобігати браку готової продукції на виробництві.

За допомогою датчика витрати ми можемо контролювати кількість отриманого конденсату.

3.2.4 Технологічна сигналізація

Технологічна сигналізація застосовується для попередження про порушення нормального ходу технологічного процесу, про вихід параметрів за межі допустимих значень.

У цих випадках в системах автоматизації повинна спрацювати схема і видати відповідну світлову і звукову інформацію про критичний стан конкретного параметра.

Запускає схему технологічний контакт, який повинен бути вмонтований у вторинний прилад або в спеціальний сигналізатор.

Крім цього, схема може запускати відповідну схему автоматичного бло-

кування (технічне блокування). Схема сигналізації повинна видавати світлову інформацію у вигляді горіння лампи червоного кольору і звукову (дзвінок або сирена). Має також передбачатися пристрій, що дозволяє відключати звуковий сигнал.

При зникненні електроенергії на сушильному комплексі, спрацьовує автоматичне ввімкнення резервного генератора. В даний період, до включення резервного живлення, для сповіщення робочого персоналу, автоматично вмикається звукова сигналізація, яка вимикається при поновленні живлення на виробництві.

При зниженні або припиненні подачі повітря по тракту сушильного комплексу подається сигнал на ввімкнення вентилятора, з певною затримкою в часі відбувається повторна перевірка подачі повітря. У разі не відновлення подачі контролер подає сигнал на відключення вентилятора, і на ввімкнення резервного вентилятора, при цьому вмикається світлова сигналізація, яка попереджує оператора.

При зниженні температури в топці теплогенератора датчик температури подає сигнал на контролер, який подає сигнал диспетчеру на екрані. Якщо температура продовжує падати, то датчик подає сигнал на контролер, який, в свою чергу вмикає світлову сигналізацію, чим сповіщає оператора.

При зростанні температури в топці теплогенератора вище допустимого подається сигнал з датчика температури на контролер, який подає сигнал на виконавчий механізм і вмикається автоматична подача палива в топку. Для сповіщення персоналу вмикається звукова і світлова сигналізація.

3.3 Визначення економічної привабливості інноваційного проекту

Для розрахунку кошторисної вартості влаштування обладнання дотримувалися вимог ДСТУ Б Д 1.1.1 – 2013 „Правила визначення вартості будівництва” [65] і використовували кошторисну програму “АВК”.

Для визначення кошторисної вартості влаштування обладнання розроблено локальний кошторисний документ за допомогою програмного комплексу АВК (Додаток В. Табл.В.1) на основі: ресурсних елементних кошторисних норм на будівельні роботи (РЕКН, ДБН Д.2.2 - 2000) [66]; збірника єдиних се-

редніх кошторисних цін на матеріали, вироби та конструкції загалом виробничі витрати розраховані відповідно до усереднених показників додатка 3 у відповідності до [65].

В локальному кошторисі визначена кошторисна вартість влаштування конструкцій, яка враховує трудовитрати та заробітну плату будівельників та слюсарів-монтажників, кількість та вартість матеріальних ресурсів, експлуатації будівельних машин та механізмів. Кошторисна вартість влаштування конструкцій визначається як сума прямих та загальновиробничих витрат.

Прямі витрати (ПВ) враховують в своєму складі заробітну плату робочих, вартість експлуатації будівельних машин та механізмів, вартість матеріалів, виробів та конструкцій.

Загальновиробничі витрати (ЗВВ) – це витрати будівельно-монтажної організації, які входять у виробничу собівартість будівельно-монтажних робіт. Усі затрати, які відносяться до ЗВВ, згруповані в три групи.

Висновки до Розділу 3.

В Розділі 3 розроблено технологію монтажу компактного теплообмінника та газоочисного апарата (циклона) ЦН-15 для очищення відпрацьованого теплоносія в камерній сушарці.

Виконано підбір обладнання і матеріалів для монтажу теплообмінника і циклона ЦН-15 та нагнітальних вентиляторів ВЦУН 280x127-5,5-2 а ВЦ 4-75, №6, визначено загальну масу обладнання, яка склала 1849 кг.

Визначено склад і об'єми робіт, трудомісткість виконання монтажних робіт, яка склала 12,386 люд/дні, необхідне обладнання для монтажу.

Розраховано необхідну кількість робітників, необхідних для монтажних робіт, із зазначенням їхніх спеціальностей.

Після проведення необхідних розрахунків розроблені календарний графік монтажу системи, графік руху робітників та графік руху машин та механізмів.

Виконано автоматизацію сушильної установки САД-250, розглянуто засоби контролю та автоматизації технологічних процесів, точки контролю з виводом на пульт керування.

Підготовлено схему вимірювання та регулювання температури повітря та його вологості. Діапазон регульованих температур складає від 40 до 150 °С.

Забезпечено повну автоматизацію управління технологічним процесом.

Визначено кошторисну вартість і економічну привабливість інноваційного проекту

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Аналіз умов праці

Аналізуються умови праці в зоні роботи конвективних сушарок камерного типу.

На ділянці роботи конвективних сушарок на робітників можуть впливати шкідливі та небезпечні виробничі фактори [67]. До них належать:

- наявність в повітрі робочої зони шкідливих аерозолів та газів;
- застосування високих напруг;
- підвищений рівень вібрації і шуму;
- наявність теплового випромінювання.

Психофізіологічні: фізичні перевантаження; нервово-психічні перевантаження (монотонність роботи, емоційні перевантаження).

Організація та проведення робіт на дільниці, розташування та експлуатація устаткування повинні відповідати Правилам з техніки безпеки і виробничої санітарії при проведенні робіт.

4.2 Виробнича санітарія

Виробничі приміщення повинні відповідати таким вимогам:

а) приміщення, у якому розміщується робоче місце, повинно бути з щільними не протікаючими стелями. Підлоги варто робити непильними. Стіни - покриття олійною фарбою світлих тонів. Комунікації бажано робити схованими чи офарблювати олійною фарбою;

б) приміщення повинне бути обладнане загальною притоково – витяжною вентиляцією. Повітрозбірники притокової вентиляції повинні бути поставлені пиловловлюючими фільтрами;

в) загальне висвітлення бажане здійснювати газорозрядними лампами. Освітленість не менш 3000 лк;

г) установка устаткування повинна дозволяти проведення вологого прибирання приміщення не рідше 3-х раз у тиждень.

На ділянці має бути аптечка першої медичної допомоги, умивальник для миття рук.

4.2.1 Мікроклімат

Мікроклімат нормується в залежності від категорії робіт та періоду року, від того постійне чи непостійне робоче місце. Параметри мікроклімату та гігієнічні нормативи в робочій зоні нормуються згідно стандарту, що встановлює санітарно-гігієнічні заходи до показників мікроклімату. Мікроклімат характеризується наступними показниками: T - температура повітря, $^{\circ}\text{C}$; I - відносна вологість повітря, %; V - інтенсивність теплового опромінення, $\text{Вт}/\text{м}^2$; w - швидкість руху повітря, м/с. Параметри мікроклімату наведені в табл. 4.1 [68].

Таблиця 4.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура					Відносна вологість %		Швидкість руху пов.	
		Оптимальна	Допустима верхня		Допустима нижня		Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
			Пост. роб. місце	Непост. роб. місце	Пост. роб. місце	Непост. роб. місце				
Холодн.	ІІб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	$\geq 0,4$
Теплий	ІІб	20-22	27	29	16	15	40-60	70	0,3	0,2-0,5

Категорія робіт ІІб – енерговитрати 200-250 ккал/год (233-290Вт). Норми інтенсивності теплового опромінення (табл. 4.2)

Таблиця 4.2 – Норми інтенсивності теплового опромінення

Відсоток опромінення поверх тіла людини	Більше 50	25-50	Менше 25
Допустима інтенсивність теплового опромінення, Вт/м ²	35	70	100

Концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони не повинна перевищувати встановлених норм [66].

Для вилучення шкідливих викидів від місць їх виникнення необхідно встановити місцеві відсмоктувачі. Аварійна вентиляція повинна забезпечувати кратність повітрообміну не нижче загальнообмінної. Забороняється працювати у виробничих приміщеннях де виділяються шкідливі речовини при несправній або відключеній вентиляції.

Викиди в атмосферу із системи вентиляції слід розташовувати на відстані від приймальних пристроїв не менше 10 м по горизонталі, або 6 м по вертикалі при цьому горизонтальній відстані менше 10м. Викиди із систем місцевих відсмоктувачів слід розміщувати на висоті не менше 2 м над найвищою точкою кривлі, а викиди аварійної вентиляції – не менше 3 м від рівня землі.

Кількість повітря, необхідного для розчинення шкідливих аерозолів до ГДК при повинна бути не менше 38700 м³/кг при швидкості руху створюваного місцевими витягами більше 1,3 м/с. У приміщенні використовується приточно-витяжні системи вентиляції й місцеві витяги. Повітроводи повинні систематично очищатися від пилу, щоб кількість зваженого в повітрі й осілого пилу не могли створити вибухонебезпечні повітряні суміші в об'ємі більш 1% від об'єму приміщення.

Виробничі приміщення повинні бути обладнані опаленням та загальнообмінною вентиляцією відповідно до вимог; забезпечувати стан повітря.

Для обігріву і створення у приміщеннях показників мікроклімату повинно застосовуватись опалення. Передбачається парова система опалення, яка повинна забезпечувати рівномірне прогрівання повітря в приміщеннях, мож-

ливість місцевого регулювання або вимикання, зручність у експлуатації і доступ до ремонту.

4.2.2 Освітлення

У зоні роботи конвективних сушарок передбачено природне (бокове двохстороннє) та штучне освітлення [69]. При боковому освітленні коефіцієнт природного освітлення повинен бути не менше 1,5%. Штучне освітлення повинно складати 400-500 лк.

Таблиця 4.4 – Значення кількісних показників освітлення.

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення	Розряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення	Характеристика фону	Штучне освітлення	Природне освітлення
					Лк	КЕО, %
						Бічне
Середньої точності	1,0-2	IV	Великий	Світлий	500	1,5

Штучне освітлення проводиться світильниками з лампами розжарення. Вони забезпечують усунення сліпучої дії джерела світла. Освітленість проходів в виробничому приміщенні повинна складати – 75 Лк. Світильники місцевого освітлення живляться від мережі напругою 36 В, загального 220 В. Всі світильники повинні мати заземлення і бути герметичними за ступенем захисту IP65.

4.2.3 Шум

До організаційно-технічних засобів і методів колективного захисту відноситься: застосування малошумного технологічного процесу; оснащення шумних агрегатів засобами дистанційного керування й автоматичного контролю; застосування малошумних агрегатів; удосконалювання технології ремонту й обслуговування; використання раціональних режимів праці і відпочинку робітників.

Таблиця 4.5 – Рівні звукового тиску [70]

Вид трудової діяльності, робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами Гц									Рівні зву- ку та ек- вівалент- ні рівні звуку в дБ(А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях в виробничих приміщен- нях і на території	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

4.2.4 Вібрації

При роботі в приміщенні водогрійної котельні працюючий може піддаватися дії вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева - окремі частини тіла. Локальної вібрації піддаються працюючі з ручним електричним. Працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації (“комбінована вібрація”).

Таблиця 4.6 – Категорія вібрацій [70]

Категорія вібрації по санітарним нормам критерій оцінки	Характеристика умов праці	Приклад джерел вібрацій
Тип «а» Границя зниження рівня виробничої праці	Технологічна вібрація діє на операторів стаціонар- них машин і обладнання або на робочі місця від інших джерел вібрації	Верстати, електричні машини, насосні агрегати, вентилятори

Таблиця 4.7 – Характеристики вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Нормативне коректування по частоті і еквівалентне коректування значень			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с ² ·10 ⁻²	дБ	м/с ² ·10 ⁻²	дБ
Локальна	—	Хл,Ул,Зл	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип “а”	Z ₀ .Y ₀ .X ₀	0,1	100	0,2	92

4.3 Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта

До роботи повинний допускатися обслуговуючий персонал, що добре знає пристрій і роботу установки, що комплектує устаткування, електроживлення, вакуумних вимірів, а також технологічний процес.

Вентиляція, що відсмоктує, повинна бути постачена пиловловлюючим фільтром. Необхідно стежити за своєчасним очищенням пиловловлюючого фільтра.

Профілактичне очищення стінок камери робити пилососом і металевією щіткою.

Паління в таких приміщеннях забороняється.

У приміщеннях, де виробляються роботи, необхідно мати засоби для гасіння пожежі - вогнегасники ОУ - 5 (не менш 2-х шт.).

Для забезпечення умов безпеки роботи і для запобігання неправильних дій обслуговуючого персоналу, що можуть привести до аварії і виходу з ладу устаткування, передбачені блокування.

Додаткові заходи безпеки при роботі з конкретними матеріалами повинні бути зазначені у відповідних технологічних інструкціях з нанесення визначених видів покриття та пайки.

Кожен споживач зобов'язаний (у залежності від конкретних умов) розробити свою інструкцію з техніки безпеки.

4.3.1 Електробезпека

У обладнанні застосовуються електродвигуни, які живляться від 3-х фазної 4-х провідної мережі $U=380\text{В}$, $f=50\text{Гц}$. Згідно ПУЕ-86 приміщення відносяться до особливо небезпечних, так як є наявність 2-х умов таких приміщень:

- струмопровідна підлога(залізобетон)
- можливість однозначного дотику людини до об'єктів, які з'єднані з землею, побудов і до металічних частин електрообладнання [71].

Для захисту від ураження струмом передбачено занулення, обладнання із заземленням - нейтралі.

4.4 Пожежна безпека

Категорії виробництв по пожежній небезпеці варто приймати по спеціальних відомчих переліках, затвердженим міністерствами у встановленому порядку [72].

Приміщення водогрійної котельні відносяться до категорії Г виробництв по пожежній і вибуховій небезпеці. Кількість вогнегасників і інших первинних засобів пожежегасіння для таких цехів і ділянок повинне вибиратися відповідно до зазначених вище Типовими правилами. Приміщення повинні бути побудовані з елементів конструкцій по IV категорії протипожежної безпеки (протипожежна стійкість не менш 2 год.).

Місця, відведені для установки устаткування повинні бути очищені від легкозаймистих матеріалів у радіусі не менш 5 м.

Найбільш прийнятним способом пожежегасіння для дільниці водогрійної котельні є спосіб розбавлення. Він полягає у тому, що при концентрації кисню у повітрі до 14-18% горіння припиняється. Досягається це за рахунок введення в повітря інертних газів, головним чином вуглекислого. Вуглекислим газом можна гасити все, включаючи електроустановки, що знаходяться під напругою. Для пожежегасіння використовують рідку вуглекислоту. В якості ручних вуглекислотних вогнегасників застосовуються ОУ-2, ОУ-5 та ОУ-8.

Таблиця 4.8 – Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій (у год.) і максимальні межі розповсюдження полум'я по них (у см.) для даного ступеня вогнестійкості будівель

Ступінь вогнестійкості	Стіни				Колони	Сходчаті площадки і клітки, косури	Плити, настили інші несучі конструкції перекриття	Елементи покриття	
	Несучі	Самонесучі	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі				Плити, настили, прогони	Балки, ферми, арки, рами
Па	1/0	0,5/0	0,25/40	0,25/40	0,25/0	1/0	0,25/0	0,25/25	0,25/0

Таблиця 4.9 – Ступінь вогнестійкості, допустима кількість поверхів і площа поверху в межах пожежного відсіку будівлі

Категорія будівлі	Допустима кількість поверхів	Ступінь вогнестійкості будівлі	Площа поверху в межах пожежного		
			Одноповерхових	Багатоповерхових	
				2 поверхи	3 і більше
Г	6	Не обмеж.	Не обмеж.	Не обмеж.	Не обмеж.

За рекомендаціями технічних вимог з експлуатації установки в приміщеннях, де відбуваються роботи, необхідно мати вогнегасники ОУ-5 в кількості не менше 4 шт.

Відстань до евакуаційних виходів для категорії приміщень Г та ІІІ ступеня вогнестійкості не обмежується густиною людського потоку в загальному проході. Ширина шляхів евакуації у світлі повинно бути не менше їм, дверей - не менше 0,8 м. Висота проходу на шляхах евакуації повинна бути не менше 2м.

ВИСНОВКИ

В магістерській кваліфікаційній роботі розглянуто проблеми енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу.

На підставі аналізу літературних джерел і розрахунків здійснено багато-варіантний аналіз ефективності схем руху теплоносія в сушарці. Вибрано оптимальний – з осушенням теплоносія і його циркуляцією. За розрахунками, критерій ефективності використання теплоти при такій схемі зростає від 0,71 для традиційних схем до 0,8.

Складено математичну модель роботи сушарки. Числовий експеримент на матмоделі дозволив визначити оптимальну швидкість сушіння і спрогнозувати вихід готового продукту в залежності від швидкості випаровування і тривалості сушіння. Числовий експеримент також показав, що оптимальною швидкістю руху сушильного агента, за його заданих параметрів, є швидкість $w = 1,44$ м/с.

В технічному розділі проведені розрахунки теоретичної та дійсної сушарки. Розрахована необхідна частка рециркуляції повітря, яка склала 20%. Визначені параметри повітря на всіх етапах підготовки до сушіння і під час самого процесу. Розрахована годинна витрата теплоти на випаровування вологи за запропонованою схемою, яка становить $q_1 = 2459$ кДж/(кг·К). Складено тепловий баланс дійсної сушарки.

Розроблені теплообмінник-утилізатор і конденсаційний теплообмінник для підвищення енергозбереження в камерній сушарці. Для прикладу розрахунку вибрано сушарку «С-4» видатністю 250 кг за сирим продуктом. У процесі роботи було визначено повну площу теплообміну пластинчастого ТА, для такої сушарки, яка склала 376 м², визначено розміри і кількість пластин в теплообміннику, площа фронту для обох пакетів матриці склала $0,045$ м², висота теплообмінника $0,12$ м.

Зроблено гідравлічний розрахунок пластинчастого ТА, де визначено втрати тиску на прокачування теплоносіїв через теплообмінник. Втрати тиску

за грійним теплоносієм складають 432 Па, за нагріваним 468 Па.

Розрахунки показали, що площа кожухотрубного конденсаційного ТА для осушення відпрацьованого теплоносія $F = 2,92 \text{ м}^2$. Потужність конденсаційного ТА $Q = 67,9 \text{ кВт}$, що дозволяє осушити 1 кг/с вологого теплоносія і відвести 44,8 кг/год вологи.

Для очищення теплоносія від забруднення пилом розраховано газоочисне обладнання – циклон ЦН-15-600.

Розроблено технологію монтажу компактного теплообмінника та газоочисного апарата (циклона) ЦН-15 для очищення відпрацьованого теплоносія в камерній сушарці. Виконано підбір обладнання і матеріалів для монтажу теплообмінника і циклона та нагнітальних вентиляторів ВЦУН 280x127-5,5-2 і ВЦ 4-75, №6, визначено загальну масу обладнання, яка склала 1849 кг.

Визначено склад і об'єми робіт, трудомісткість виконання монтажних робіт, яка склала 12,386 люд/дні, необхідне обладнання для монтажу.

Розраховано необхідну кількість робітників, необхідних для монтажних робіт, із зазначенням їхніх спеціальностей.

Після проведення необхідних розрахунків розроблені календарний графік монтажу системи, графік руху робітників та графік руху машин та механізмів.

Виконано автоматизацію сушильної установки САД-250, розглянуто засоби контролю та автоматизації технологічних процесів, точки контролю з виводом на пульт керування.

Підготовлено схему вимірювання та регулювання температури повітря та його вологості. Діапазон регульованих температур складає від 40 до 150 °С.

Забезпечено повну автоматизацію управління технологічним процесом.

Визначено інноваційну привабливість такого технічного проекту і його окупність, яка склала _____

Розроблено заходи з покращення умов праці біля сушарки і безпеки життєдіяльності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Шарипова М. Ф. Интенсификация процесса сушки сельхозпродуктов комбинированным методом подвода энергии // Молодой ученый. – 2016. – №6. – С. 227-229.
2. Динамічна модель кожухотрубного теплообмінника [Електронний ресурс] / О. Ю. Співак, В. І. Мазур, О.А. Савенко, О. І. Штуй // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції "Енергоефективність в галузях економіки України" Вінниця ВНТУ 2019, С 405-410. Режим доступу <https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/egeu/egeu2019.pdf> (дата звернення 27.05.2021).
3. Процес конвективного сушіння в апаратах проточного типу / О. Ю. Співак, В. І. Мазур, В. В. Задорожний, // Матеріали І науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 10-12 березня 2021 р. – Електрон. текст. дані. – 2021. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2021/paper/view/12487/10474> (дата звернення 27.05.2021).
4. Математичне моделювання процесу сушіння зернових в сушарках шахтного типу [Електронний ресурс] / О. Ю. Співак, В. В. Задорожний, В. І. Мазур // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2020/paper/view/9246>. (дата звернення 27.05.2021).
5. Кувшинский М. Н., Соболева А. П. Курсовое проектирование по предмету “Процессы и аппараты химической промышленности” уч. пособ. : Москва, Высшая школа, 1968. 264 с.
6. Гинзбург А. С. Технология сушки пищевых продуктов : Москва, Пищевая промышленность, 1976. 248 с.
7. Зозулевич Б. В., Кабанов Л. Н. Справочник мастера сушильного производства : Москва, Агропромиздат, 1985. 175 с.

8. Лыков А. В. Теория сушки : Москва, Энергия, 1968. 470 с.
9. Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. Ч. II : СПб, НПО «Профессионал», 2006. 916 с.
10. Ткаченко С. Й., Співак О. Ю. Сушильні процеси та установки : навч. посібник. Вінниця : ВНТУ, 2007. 76 с.
11. Расчеты аппаратов кипящего слоя / Под ред И. П. Мухленова, Б. С. Сажина, В. Ф. Фролова : справочник. Ленинград : Химия, 1986. 352 с.
12. Филоненко Г. К., Лебедев П. Д. Сушильные установки : Москва, Госэнергоиздат, 1952. 225 с.
13. Гинзбург А. С. Основы теории и техники сушіння пищевых продуктов : Москва, Пищевая промышленность, 1972. 528 с.
14. Гинзбург А. С. Расчет и проектирование сушильных установок пищевой промышленности : Москва, Агропроииздат, 1985. 226 с.
15. Драганов Б. Х. Теплотехніка : підручник для студентів ВТНЗ. Київ, Інкос, 2005. 504 с.
16. Лебедев П. Д. Теплообменные сушильные и холодильные установки : Москва, Энергия, 1972. 222 с.
17. Пат. 29962 UA, МПК (2006) F26B9/06 1/00 // Сушильна шафа [Текст] / І. Г. Мельник, О. Ю. Співак, В. І. Соколов, М. І. Співак (Україна). – № u200704163, заявл. 16.04.2007, опубл. 11.02.2008. – Бюл. №2. 4 с. : кресл.
18. Пат. 47187UA МПК(2002) F26B 9/06 Сушильна шафа [Текст] / І.Г. Мельник, О. Ю. Співак, В. П. Оніщук, О. І. Гаганов, О. М. Лабунський (Україна), – № u2001085864, заявл. 21.08.2001, опубл. 17.06.2002. – Бюл. №6. 4с. : кресл.
19. Ривкин С. Л., Александров А. А. Теплофизические свойства воды и водяного пара : справочник. Москва, Энергия, 1980. 428 с.
20. Сушильна електрошафа промислова "САД-14" Керівництво з експлуатації : Вінниця : "Технопром", 2000. 34 с.
21. Федоров М. И. Теория и расчет процесса сушения : Москва, Госэнерго-

- издат. 1955. 222 с.
22. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. Розрахунки тепломасообмінних апаратів : навч. посібник. Вінниця: ВНТУ, 2006. 120 с.
 23. Лурье М. Ю. Сушильное дело : Москва, ГосОНТИ, 1938. 384 с.
 24. Сажин Б. С. Основы техники сушки : Москва, Химия, 1984. 320 с.
 25. ДСТУ ISO 7701:2019 Яблука сушені. Технічні умови та методи випробування (ISO 7701:1994, IDT) 01.09.2019 ДП «УкрНДНЦ».
 26. Чернобыльский И. И., Танайко Ю. М. Сушильные установки химической промышленности : Киев, Техника, 1969. 279 с.
 27. Теплообмінники енергетичних установок. – URL <https://openedu.urfu.ru/files/book/201.html>. (дата звернення 22.05.2021).
 28. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей : Москва, Физматгиз, 1963. 708 с.
 29. Юренев В. Н. Теплотехнический справочник : т. I. Москва, Энергия, 1975г. 744 с.
 30. Коваленко Л. М., Глушков А. Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи : Москва, Энергоатомиздат, 1986. 240 с.
 31. Лондон А. Л., Кейс В. М. Компактные теплообменники : Москва, Энергия, 1967. 302 с.
 32. Пластинчато-ребристі теплообмінники. – URL: <http://ref.rushkolnik.ru/v57408/>. (дата звертання 22.05.2021).
 33. Вентилятори ВЦ 4-75. – URL : http://ukrvent.com/v_c4-75-2-5-html/. (дата звертання 20.05.2021).
 34. Нормативний метод розрахунку пластинчастих теплообмінників. – URL : <http://doc-load.ru/SNiP/Data1/4/4920/index.htm#i2143747>. (дата звертання 27.05.2021).
 35. ДСТУ 3949-2000 Апарати теплообмінні пластинчасті розбірні. Параметри та основні розміри : Чинний від 2001-01-01. – Київ, 26 с.
 36. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. –

- URL: http://bib.convdocs.org/v28040/чичиндаев а.в.часть_2._примеры_расчета_и_справочные_материалы. (дата звертання 28.05.2021).
37. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям : Москва, Машиностроение, 1992. 672 с.
 38. Бакластов А. М. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник. Москва, Энергоатомиздат, 1982. 552 с.
 39. Теплообмінники енергетичних установок. – URL <https://openedu.urfu.ru/files/book/201.html>. (дата звертання 22.05.2021).
 40. Бажан П. И., Каневец Г. Е. , Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам : Москва, Машиностроение, 1989. 362 с.
 41. Пластинчасто-ребристі теплообмінники. – URL: <http://ref.rushkolnik.ru/v57408/>. (Дата звертання 22.05.2021).
 42. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи : Москва, Энергия, 1977. 344 с.
 43. Мозжухин А. Б., Сергеева Е. А. Расчет теплообменника : метод. указания. Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. 32 с.
 44. Кокорин О. Я. Подбор теплоизвлекающего и теплоотдающего теплообменников и режимов их функционирования в системе утилизации теплоты вытяжного выбросного воздуха с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя – антифриза : метод. указания. Москва, Изд-во МГСУ, 1997, 24 с.
 45. Чепурний М. М., Резидент Н. В. Нагнітачі та теплові двигуни : навч посібник. Вінниця ВНТУ, 2012. 98 с.
 46. Вентилятори радіальні. URL : <https://systemax.com.ua/g3854214-vts-ventilyator-tsentrobezhnij>. (дата звертання 21.05.2021).
 47. Відцентрові насоси для води. URL : <http://peyvoda.com.ua/filtry-promyshlennye/nasosy-dlya-vody-promyshlennye.html> (дата звертання 21.05.2021).
 48. Циклон ЦН-15-600. URL : <https://systemax.ua/ciklony/cikloni-universalnie/cn-15/cn-15-600.html> (дата звертання 21.05.2021).
 49. Расчет циклонов. URL : <https://profstroy74.ru/masteru/raschet-tsiklona-dlya->

- [ochistki-vozduha-ot-pyli.html](#) (дата звертання 21.05.2021).
50. ДБН Д.2.2-20-99 Вентиляція і кондиціювання повітря : Київ, Госстрой України, 2000. 70 с.
51. Абрашкевич Ю. Д., Пелевін Л. Є. Обладнання для монтажних робіт : Київ, КНУБА, 2016. 232 с.
52. MERCEDES BENZ SPRINTER 313CDI [Електронний ресурс]. URL: <https://www.mbtruck.ru/obzor-avto/mercedes-sprinter/2006/313cdi/>. (дата звертання 15.05.2021).
53. Многофункциональный телескопический погрузчик JCB 540 140 313CDI [Електронний ресурс]. – URL: <https://stroy-plyс.ru/34-pogruzchik-teleskopicheskiy-jcb-540-140.html>. (дата звертання 15.05.2021).
54. Сварочный полуавтоматический аппарат Tesla Weld MIG/MAG/FCAW/TIG/MMA 302 [Електронний ресурс]. – URL: <https://teslaweld.com/svarochnyy-poluavtomaticheskiy-apparat-tesla-weld-mig-mag-tig-mma-302>. (дата звертання 15.05.2021).
55. ДБН Д.2.2-9-99 Металлические конструкции : Київ, Госстрой Украины, 2000. 77 с.
56. ДБН Д.2.2-99 Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы : Київ, Госстрой Украины, 2000. 70 с.
57. Інтелектуальна система керування сушаркою. URL: http://www.tornum.com/sites/default/files/nedladdning-filer/idc_ua.pdf. (дата звернення 29.05.2021).
58. Принципы построения схем автоматизации. //Автоматизация стадии проектирования. URL: www.comodity.ru/equipment/86.shtm/ (дата звернення 29.05.2021).
59. Бужинський В. В., Чепурний М. М. Методичні вказівки до виконання курсового і дипломного проектування з дисципліни «Автоматизація теплоенергетичних та теплотехнологічних установок» для студентів напрямку підготовки 0905-енергетика : Вінниця: ВНТУ, 2005. 26с.

60. Левицький С. М., Розводюк М. П. Елементи систем автоматизації та електроприводу : навч. посібн. Вінниця: ВНТУ, 2011. 76с.
61. Арзуманов Е. С. Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем : Москва, Энергия, 1971. 112 с.
62. Ктеев А. С. Проектирование систем автоматизации технологических процессов : справ. пособие. Москва, Энергоиздат, 1990. 464 с.
63. ДСТУ Б А.2.4-3-95. Правила виконання робочої документації автоматизації технологічних процесів : Київ, Держкоммістобудування України, 1995. 42 с.
64. ДСТУ Б А.2.4-16:2008. Автоматизація технологічних процесів. Зображення умовні приладів і засобів автоматизації в схемах : Київ, Мінрегіонбуд України, 2009. 14 с.
65. ДСТУ Б Д.1.1.1:2013. Правила визначення вартості будівництва : Київ, Мінрегіон України, 2013. 97 с.
66. ДБН Д.2.2 : 2012 Ресурсні елементні кошторисні норми на будівельні роботи [Електронний ресурс] : URL: <https://dbn.co.ua/index/0-16> (дата звертання 03.06.2021).
67. ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. [Електронний ресурс] : URL: <http://vsegost.com/Catalog/41/41131.shtml> (дата звертання 03.06.2021).
68. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. [Електронний ресурс] : URL: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972> (дата звертання 03.06.2021).
69. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення. [Електронний ресурс] - URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885 (дата звернення 03.06.2021).
70. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. [Електронний ресурс] - URL: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html> (дата звернення 03.06.2021).

71. ДБНВ.2.5-27-2006. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд : Київ, Мінбуд України, 2006. 154 с.
72. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. [Електронний ресурс] - URL: http://www.poliplast.ua/doc/dbn_v.1.1-7-2002.pdf (дата звернення 03.06.2021).

Додатки

Додаток А

„Узгоджено”

_____	_____
Керівник або заступник	Назва підприємства або

установи	
_____	_____
підпис	Ініціали та прізвище

“ _____ ” _____ 20 р.

„Затверджую”

Зав. кафедрою ТЕ, д.т.н., проф.,
 _____ С. Й. Ткаченко
 підпис

“ _____ ” _____ 2019 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на бакалаврську дипломну роботу

"ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В КОНВЕКТИВНИХ СУШАРКАХ
 КАМЕРНОГО ТИПУ
 08–11.МКР.003.00.00.000 ТЗ

Керівник роботи:
 к.т.н., доц. кафедри ТЕ
 _____ Співак О. Ю.
 Виконавець:
 Студент гр.ТЕ – 19мз
 _____ Мазур В.І.

1 Найменування та область застосування продукції

Розробка стосується процесу сушіння сільськогосподарської продукції. Підвищення енергозбереження в конвективних камерних сушарках

2 Мета і призначення розробки

Метою розробки є аналіз та розрахунок роботи теплових схем камерних конвективних сушарок для сушіння сільськогосподарської сировини. Розробка призначена для виконання робочого плану кафедри теплоенергетики ВНТУ.

3 Основа для проведення розробки

Наказ ректора ВНТУ № 236 від 26 вересня 2021 року.

Основою для розробки став розрахунок теплової схеми камерної конвективної сушарки, що працює на відходах деревини з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря; патентна документація та розробки ТОВ “Компанія “Технопром –Продукт””, літературні джерела:

4 Технічні вимоги

Розгляд варіантів теплових схем організації процесу сушіння. Визначення температури повітря на всіх етапах підігріву та сушіння, витрати повітря для основного технологічного процесу та для рециркуляції. Побудова робочого процесу з рециркуляцією, осушенням і підігрівом теплоносія на $h - d$ діаграмі. Схематичне зображення сушарки на плакатах, креслення котлоагрегату та теплообмінних апаратів. Дотримання стандартів щодо виготовлення готової продукції та її якості.

5 Заходи з енергозбереження

Використання відходів деревини, як основного виду палива.

Автоматичне регулювання основних параметрів роботи камерної конвективної сушарки.

Використання сучасного обладнання, що дозволяє значно зменшити теплові втрати.

Встановлення додаткового теплообмінника для утилізації теплоти відпрацьованого теплоносія, конденсаційного теплообмінника для осушення теплоносія, газоочисного обладнання, проведення повної рециркуляції відпрацьованого повітря.

6 Вимоги до стандартизації та уніфікації

Магістерська кваліфікаційна робота виконується згідно ДСТУ та нормативних документів, які діють в Україні. Креслення основного обладнання виконується на листах формату А3. Деталі обладнання можливості виконуються стандартними та уніфікованими, щоб забезпечити можливість швидкого монтажу та можливість їх ремонту чи заміни.

7 Вимоги з надійності

На ефективність роботи має вплив розрахунок та монтаж проекту. Усі розрахунки проводяться згідно державних стандартів. Процес монтажу та експлуатації повинен проводитися згідно стандартів з охорони праці.

8 Стадії і етапи розробки

8.1 Збір інформації для проектування.

8.2 Загальна характеристика об'єкту проектування.

8.3 Варіантний аналіз.

8.4 Складання математичної моделі і проведення числового експерименту для оптимізації роботи сушарки.

8.5 Математичне моделювання процесу.

8.5 Розрахунки існуючої і модернізованої теплової схеми сушарки.

8.6 Проектування газоповітряного теплообмінного апарату для нагріву сушильного агенту.

8.7 Проектування конденсаційного теплообмінного апарату для осушення сушильного агента.

8.8 Розроблення і розрахунки газоочисного обладнання.

8.9 Розроблення схеми монтажу додаткового обладнання, складання календарного графіка монтажу.

8.10 Розроблення модернізованої схеми автоматики.

8.11 Оцінювання економічної привабливості проекту.

8.8 Аналіз робіт щодо охорони навколишнього середовища, охорони праці.

9 Порядок контролю і прийняття розробки

Порядок контролю за виконанням розробки здійснює дипломний керівник відповідно встановленим термінам. Прийом розробки відбувається на попередньому і заключному етапах захисту за участю державної екзаменаційної комісії.

10 Аналіз об'єкта проектування

Камерна конвективна сушарка періодичної дії рециркуляційного типу. Агентом сушіння служить робоча суміш відпрацьованого та нагрітого атмосферного повітря з температурою 65 °С.

Сушильний агент попередньо підігрівається у електричному калорифері до робочої температури 65 °С.

Частина відпрацьованого повітря повертається і змішуючись з нагрітим знову проходить через робочу камеру сушарки. Частка рециркуляції становить 20-40 % від загальної кількості сушильного агента, що циркулює в сушарці.

Тривалість сушіння варіюється в залежності від виду і форми сировини.

Розробив: ст. гр. ТЕ-19 мз _____ Мазур В.І.

Додаток Б – Лістинг програми математичної моделі

Розрахунок робочої камери сушарки**ВИХІДНІ ДАНІ**

ЯБЛУКА

Початкова і кінцева вологості сировини

$$W_n := 80 \% \quad W_k := 18 \%$$

Завантаження

$$G := 250 \text{ кг}$$

Тривалість сушки

$$\tau := 10$$

Параметри вхідного повітря: $t_0 := 15$ $\phi_0 := 85$ $d_0 := 9.5 \text{ г/кг}$ $h_0 := 38 \text{ кДж/кг}$ Параметри повітря після підігріву: $t_1 := 65$ $\phi_1 := 7$ $d_1 := 9.5 \text{ г/кг}$ $h_1 := 90 \text{ кДж/кг}$

Параметри вихідного повітря:

В періоді постійної швидкості сушки

$$t_2 := 60 \quad \phi_2 := 50 \quad d_2 := 68 \text{ г/кг} \quad h_2 := 238 \text{ кДж/кг}$$

В періоді падаючої швидкості сушки

$$t_{22} := 65 \quad \phi_{22} := 40 \quad d_{22} := 52 \text{ г/кг} \quad h_{22} := 200 \text{ кДж/кг}$$

$$\tau := (1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \ 9)$$

Розрахунок

Кількість випарованої вологи за годину

$$W := \frac{G}{\tau} \frac{W_n - W_k}{100 - W_k} \quad \text{кг/год}$$

Секундна кількість випарованої вологи (середня швидкість випаровування)

$$W_{\text{сек}} := \frac{W}{3600} \quad \text{кг/с}$$

$$W := W^T$$

Вихід сухопродукції

$$G_c := G - W \cdot \tau \quad \text{кг}$$

Розрахунок витрати повітря:

Витрата повітря на 1 кг вологи
 Прийнемо швидкість випаровування постійною)

$$L1 := \frac{1000}{d2 - d0}$$

$$L1 = 17.094 \text{ кг повітря/кг вологи}$$

Годинна масова витрата повітря (викидається з сушарки)

$$L2 := L1 \cdot W$$

$$L2 = \begin{pmatrix} 3231.186 \\ 1615.593 \\ 1077.062 \\ 807.797 \\ 646.237 \\ 538.531 \\ 461.598 \\ 403.898 \\ 359.021 \end{pmatrix} \text{ кг/год}$$

Питомий об'єм повітря:

$$R := 287 \quad P := 100000 \quad T := 273 + t2$$

$$v1 := \frac{R \cdot T}{P}$$

$$v1 = 0.956 \text{ м. куб/кг}$$

Густина сухого повітря

$$\rho1 := \frac{1}{v1}$$

$$\rho1 = 1.046 \text{ кг/м. куб.}$$

Густина вологого повітря

$$\rho := \rho1 \cdot \frac{1 + d2 \cdot 0.001}{1 + 1.61 \cdot d2 \cdot 0.001}$$

$$\rho = 1.007 \text{ кг/м куб}$$

Годинна об'ємна витрата повітря (викидається з сушарки)

$$L := \frac{L2}{\rho}$$

$$L := \text{■ м. куб./год}$$

За даною витратою повітря вибирається номер вентилятора для забезпечення його виводу з робочої

камери

Площа повітряводу для виводу повітря з робочої камери, для швидкості $\omega := 10$ м/с

$$F1 := \frac{L}{3600 \cdot \omega} \text{ м.кв}$$

ширина і висота каналу

$$a := \sqrt{F1} \quad \text{м}$$

Розрахунок витрати тепла в сушарці

Питома витрата тепла

$$q := \frac{h2 - h0}{d2 - d0} \cdot 1000 \quad q = 3418.803 \text{ кДж/кг вологи}$$

Годинна витрата тепла на випаровування вологи

$$q1 := q \cdot W$$

$$q1 = \begin{pmatrix} 646237.232 \\ 323118.616 \\ 215412.411 \\ 161559.308 \\ 129247.446 \\ 107706.205 \\ 92319.605 \\ 80779.654 \\ 71804.137 \end{pmatrix} \text{ кДж/(кг*год)}$$

$$q1a := q1 \div 3600$$

$$q1a = \begin{pmatrix} 179.51 \\ 89.755 \\ 59.837 \\ 44.878 \\ 35.902 \\ 29.918 \\ 25.644 \\ 22.439 \\ 19.946 \end{pmatrix} \text{ кВт}$$

Витрата тепла на підігрів свіжого повітря, при $Cp := 1$ кДж/(кг*К)

$$q_2 := L_2 \cdot C_p \cdot (65 - 10) \div 3600$$

$$q_2 = \begin{pmatrix} 49.365 \\ 24.683 \\ 16.455 \\ 12.341 \\ 9.873 \\ 8.228 \\ 7.052 \\ 6.171 \\ 5.485 \end{pmatrix} \text{ кВт}$$

Втрати тепла через огороджувальні поверхні врахуємо в коефіцієнті запасу $\eta := 1.2$

Загальна потужність калорифера в режимі сушки:

$$Q := q_{1a} \cdot \eta + q_2$$

$$Q = \begin{pmatrix} 264.778 \\ 132.389 \\ 88.259 \\ 66.194 \\ 52.956 \\ 44.13 \\ 37.825 \\ 33.097 \\ 29.42 \end{pmatrix} \text{ кВт}$$

Додаткова витрата тепла на розігрів сировини:

Приймаємо теплоємність сировини рівною теплоємності води.

$$Q_d := G \cdot 4.19 \cdot \frac{(t_2 - t_0)}{3600}$$

$$Q_d = 13.094$$

Для забезпечення швидкого розігріву і для інтенсивного видалення вологи в початковій годині сушки додатковий калорифер бажано робити автономним з можливістю відключення, або ефективним управлінням потужності.

Загальна площа випаровування

$$\text{Коефіцієнт заповнення} \quad \phi := 3.5$$

$$F_{\text{wv}} := 25 \cdot \phi = 87.5 \text{ м}^2$$

Інтенсивність випаровування

$$I := \frac{W}{F \cdot \tau \cdot 3600}$$

Парціальні тиски

$$P_p := 11.1 \cdot 10$$

Коефіцієнт масовіддачі

$$\beta_p := \frac{I}{P_p - P_c}$$

Газова стала $R_{\text{wv}} := \frac{8314}{18}$

$$\beta_c := \beta_p \cdot R \cdot T$$

Коефіцієнт молекулярної дифузії

$$D := 2.2 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^{1.8} \cdot \left(\frac{100}{101}\right)$$

Критерій Шервуда

$$j_{\text{wv}} := 0.8$$

$$Sh := \frac{1 \cdot \beta_c}{D}$$

Кінематична вязкість

$$\nu := 1.72 \cdot 10^{-5}$$

Температура мокрого термометра

$$T_m := 45$$

Критерій Шмідта

$$Sc = \frac{\nu}{D_c}$$

$$Sc := \frac{\nu}{D} = 0.552$$

Критерій Гухмана

$$Gu := \frac{T - T_m}{T + 273} = 0.475$$

Критерій Рейнольдса

$$\begin{pmatrix} 600.077 \times 10^{-6} \\ 150.019 \times 10^{-6} \end{pmatrix}$$

$$I = \begin{pmatrix} 600.077 \times 10^{-9} \\ 150.019 \times 10^{-9} \\ 66.675 \times 10^{-9} \\ 37.505 \times 10^{-9} \\ 24.003 \times 10^{-9} \\ 16.669 \times 10^{-9} \\ 12.246 \times 10^{-9} \\ 9.376 \times 10^{-9} \\ 7.408 \times 10^{-9} \end{pmatrix}$$

$$Sh = \begin{pmatrix} 2370.669 \\ 592.667 \\ 263.408 \\ 148.167 \\ 94.827 \\ 65.852 \\ 48.381 \\ 37.042 \\ 29.268 \end{pmatrix}$$

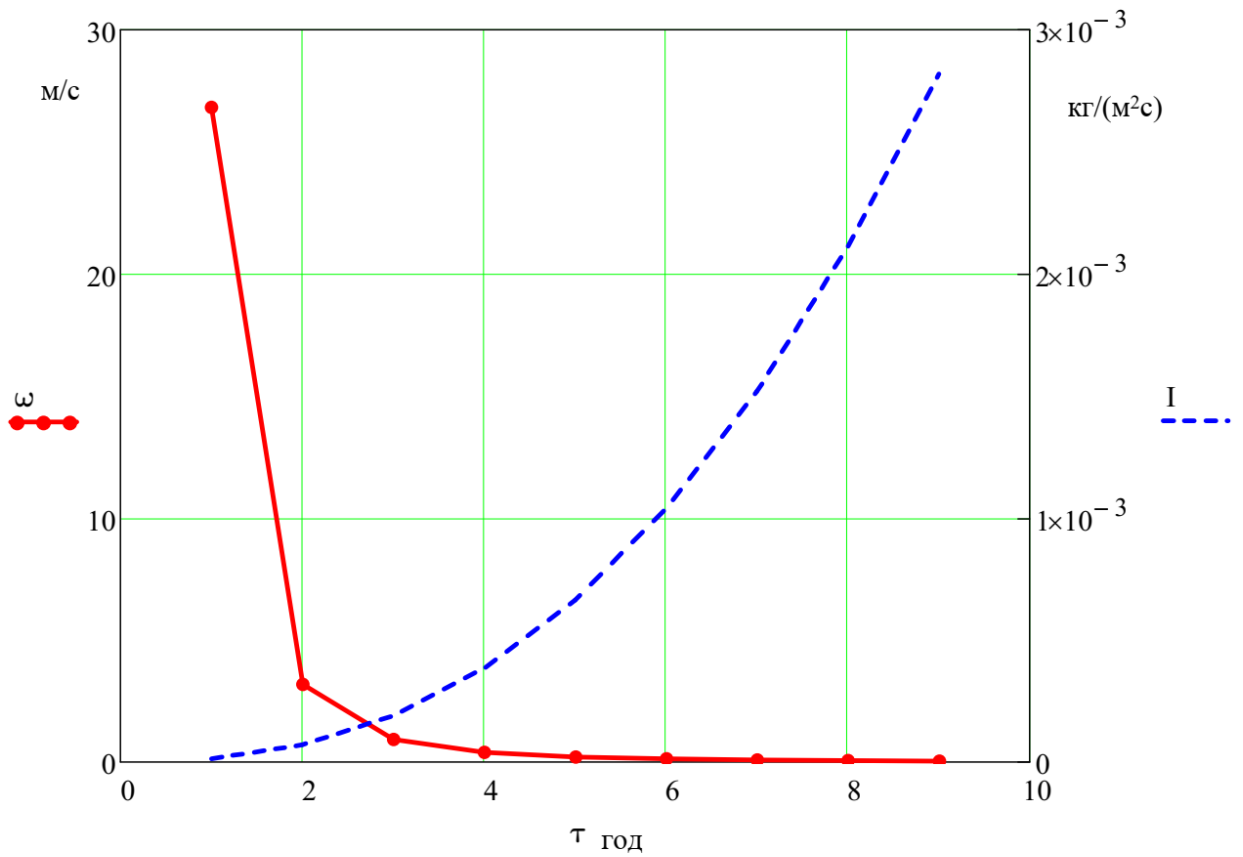
$$\text{Re} := \left(\frac{\text{Sh}}{0.347 \cdot \text{Sc}^{0.33} \cdot \text{Gu}^{0.132}} \right)^{\frac{1}{0.65}}$$

Швидкість повітря

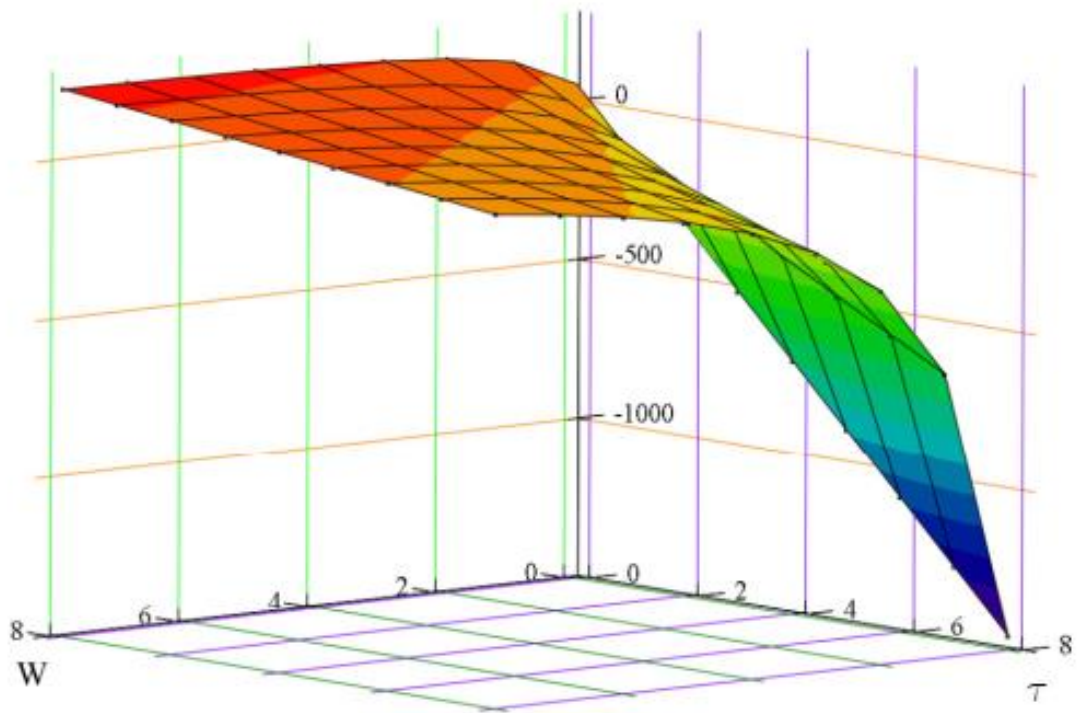
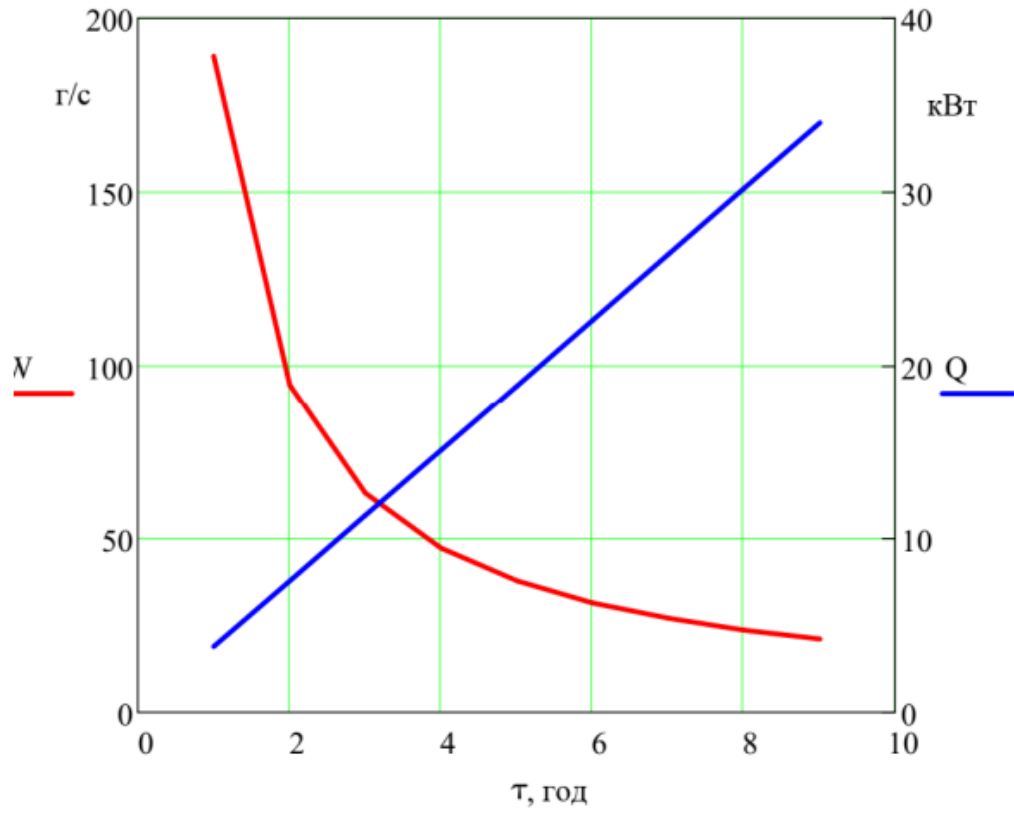
$$\omega := \frac{\text{Re} \cdot \nu}{l}$$

$$I := 5.7 \cdot \omega^{0.8} \cdot (P_p - P_c)$$

$$I := I^{-1}$$



$$Q := \frac{1000}{Q}$$



Додаток В – Локальний кошторис на монтажні роботи №1

Форма № 1

Таблиця В.1 - Локальний кошторис на монтажні роботи №1

Основа:
креслення (специфікації) №

Кошторисна вартість
Кошторисна трудомісткість
Кошторисна заробітна плата
Середній розряд робіт

141,462 тис. грн.
0,361 тис.люд.-год.
7,664 тис. грн.
3,7 розряд

Складений в поточних цінах станом на "2 04" 2021 р.

№ п/п	Обґрунтування (шифр норми)	Найменування робіт і витрат	Одиниця виміру	Кількість	Вартість одиниці, грн.		Загальна вартість, грн.			Витрати труда робітників, люд.-год.	
					Всього	експлуатації машин	Всього	заробітної плати	експлуатації машин	не зайнятих обслуговуванням машин	
										заробітної плати	в тому числі заробітної плати
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	E16-9-11	Прокладання трубопроводів опалення зі сталевих безшовних труб діаметром 400 мм	100м	0,02	125428,59	3628,52	2509	197	73	477,24	9,54
					9845,46	854,52			17	50,3276	1,01
2	E9-72-1	Монтаж опори ОСТ 26-655-79	т	0,336	13585,88	1337,65	4565	1021	449	145,6	48,92
					3037,22	232,95			78	11,4866	3,86
3	E18-17-3	Установлення теплообмінника	шт	1	30484,05	8,65	30484	38	9	1,82	1,82
					37,55	2,73			3	0,1602	0,16
4	E20-32-1	Установлення вентиляторів ВЦ 4,75, №6	шт	1	137,30	7,56	137	130	8	6,21	6,21
					129,54	2,20			2	0,1231	0,12
5	C130-62 варіант 2	Вентилятори ВЦ 4,75, №6	шт	1	15944,40	-	15944	-	-	-	-
6	E16-15-10	Установлення Шибера Ду 400 РУ10 СМО (Іспанія)	шт	1	1999,75	182,40	2000	518	182	25,09	25,09
					517,61	48,70			49	2,8481	2,85

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
7	E16-15-10	Установлення відвіда 90 400 1 прямокутний вентиляційний ДСТУ EN 12599:2006	шт	4	<u>5359,85</u> 517,61	<u>182,40</u> 48,70	21439	2070	<u>730</u> 195	<u>25,09</u> 2,8481	<u>100,36</u> 11,39
8	E20-32-1	Установлення вентиляторів ВЦУН 280x127- 5,5-2, 5,5 кВт.	шт	1	<u>137,30</u> 129,54	<u>7,56</u> 2,20	137	130	<u>8</u> 2	<u>6,21</u> 0,1231	<u>6,21</u> 0,12
9	C130-62 варіант 3	Вентилятори ВЦУН 280x127- 5,5-2, 5,5 кВт.	шт	1	<u>41444,40</u> -	- -	41444	-	- -	- -	- -
10	E20-29-1	Установлення вставок гнучких до радіальних вентиляторів	м2	0,16	<u>229,44</u> 185,43	<u>1,43</u> 0,44	37	30	- -	<u>9,78</u> 0,0266	<u>1,56</u> -
11	E20-25-2	Установлення Віброопори Vibrofix 220	шт	4	<u>1473,80</u> 35,50	<u>2,14</u> 0,67	5895	142	<u>9</u> 3	<u>1,85</u> 0,0399	<u>7,4</u> 0,16
12	E20-14-1	Установлення Фланця приварного 400 400мм	шт	1	<u>564,95</u> 34,97	<u>1,43</u> 0,44	565	35	<u>1</u> -	<u>1,8</u> 0,0266	<u>1,8</u> 0,03
13	E20-39-1	Установлення циклонів масою до 0,3 т	10шт	0,1	<u>53201,70</u> 1305,11	<u>2236,99</u> 562,45	5320	131	<u>224</u> 56	<u>59,84</u> 26,4112	<u>5,98</u> 2,64
14	E16-15-10	Установлення Шибера Ду 400 РУ10 СМО (Іспанія)	шт	1	<u>1999,75</u> 517,61	<u>182,40</u> 48,70	2000	518	<u>182</u> 49	<u>25,09</u> 2,8481	<u>25,09</u> 2,85
15	E20-1-10	Прокладання повітроводів із листової сталі класу Н [нормальні] товщиною 0,7 мм, периметром від 1100 до 1600 мм	100м2	0,124	<u>21676,04</u> 3932,30	<u>87,01</u> 27,99	2688	488	<u>11</u> 3	<u>207,4</u> 1,6753	<u>25,72</u> 0,21
16	E20-24-6	Установлення Відвідів 90 400 1 прямокутний вентиляційний ДСТУ EN 12599:2006	10вузол	0,3	<u>2923,44</u> 1873,70	<u>159,17</u> 92,40	877	562	<u>48</u> 28	<u>104,21</u> 5,5335	<u>31,26</u> 1,66
17	E20-28-1	Установлення рам несучих	шт	1	<u>377,80</u> 75,21	<u>37,26</u> 8,69	378	75	<u>37</u> 9	<u>3,4</u> 0,5201	<u>3,4</u> 0,52
		Разом прямі витрати по кошторису					136419	6085	<u>1971</u> 494		<u>300,36</u> 27,58
		Разом будівельні роботи, грн. в тому числі: вартість матеріалів, виробів та конструкцій, грн. всього заробітна плата, грн. Загальновиробничі витрати, грн. трудоємність в загальновиробничих витратах, люд.год. заробітна плата в загальновиробничих витратах, грн.					136419				
							128363				
							6579				
							5043				
							33,51				
							1085				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		Всього будівельні роботи, грн.					141462				

		Всього по кошторису					141462				
		Кошторисна трудомісткість, люд.год.					361				
		Кошторисна заробітна плата, грн.					7664				

Склав _____
 [посада, підпис (ініціали, прізвище)]

Перевірив _____
 [посада, підпис (ініціали, прізвище)]

Перв. примен.	Поз. обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
	Справ. №	1	Камерна сушарка КТУ-2000	1
2		Циклон ЦН-15	1	
3		Компактний теплообмінник	1	
4		Вентилятор ВЦУН 280-127-5,5-2	1	
5		Вентилятор ВЦ 4-75 №6	1	
6		Повітропроводи	17,68	м ²
7		Фільтр очисний	1	
8		Шибер Ду 400 РУ 10 СМО	2	
Подп. и дата	Подп. и дата			
Взам. инв. №	Инв. № дубл.			

08-11.МКР.003.09.00.000

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разрад.	Мазур В.І.			
Пров.	Співак О.Ю.			
Опонент	Дудар І.Н.			
Н.контр.	Співак О.Ю.			
Утв.	Ткаченко С.И.			

План сушильного цеху

Лит.	Лист	Листов
		1

ТЕ-19МЗ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
Справ. №			<i>Сборочные единицы</i>					
			1	08-11.МКР.003.05.01.000	Корпус	1		
			<i>Детали</i>					
			2	08-11.МКР.003.05.00.002	Конденсатовідвідник	1		
			3	08-11.МКР.003.05.00.003	Труба стальна 15/20 мм	24		
			4	08-11.МКР.003.05.00.004	Фланець для відпрацьованого повітря	2		
			5	08-11.МКР.003.05.00.005	Фланець для конденсатовідвідника	1		
6	08-11.МКР.003.05.00.006	Фланець для мережної води	2					
<i>Матеріали</i>								
		7		Мінеральна вата	5 кг			
08-11.МКР.003.05.00.000								
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
	Разраб.	Мазур В.І.						
	Пров.	Співак О.Ю.						
	Опонент	Дудар І.Н.						
	Н.контр.	Співак О.Ю.						
Утв.	Ткаченко С.И.							
				Конденсаційний теплообмінник				
				ВНТУ ТЕ-19мз				
				Лит.	Лист	Листов		
						1		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №	Перв. примен.			<i>Сборочные единицы</i>		
		1	08-11.МКР.003.01.00.001	Вентилятор ВД-8 ТУ У 29.2-25185354-001-2002	2	
		2	08-11.МКР.003.01.00.002	Робоча камера	1	
		3	08-11.МКР.003.01.00.003	Двері герметичні	2	
		4	08-11.МКР.003.01.00.004	Пульт керування	1	
		5	08-11.МКР.003.01.00.005	Система відводу теплоносія	1	
				<i>Деталі</i>		
		6	08-11.МКР.003.01.00.006	Трубопровід відвідний $\phi 400$	1	
		7	08-11.МКР.003.01.00.007	Трубопровід нагнітальний $\phi 200$	2	
		8	08-11.МКР.003.01.00.008	Газопроникні полиці	32	
9	08-11.МКР.003.01.00.009	Ручки керування заслонками	2			
10	08-11.МКР.003.01.00.010	Труба дренажна	1			
08-11.МКР.003.01.00.000						
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
	Разрад.	Мазур В.І.				
	Пров.	Слівак О.Ю.				
	Опонент	Дудар І.Н.				
	Н.контр.	Слівак О.Ю.				
Утв.	Ткаченко С.И.					
				Сушарка САД-14		Лит.
				камерна конвективна		Лист
						Листов
						1
						ТЕ-19МЗ

Перв. примен.	Поз. обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		<i>Перелік елементів</i>		
Справ. №	1	Робоча камера	1	
	2	Газовітряний теплообмінник	1	
	3	Газоводяний теплообмінник	1	
	4	Дросель впускний	1	
	5	Насос водяний	1	
	6	Вентиль	1	
	7	Вентилятор ВЦ4-75 №3,15	3	
	8	Конденсатовідвідник	1	
	9	Камера змішування	1	
	10	Калорифер	1	
	11	Дросель випускний	1	

Подп. и дата	
Инд. № докл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	

08-11.МКР.003.02.00.000

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист	Листов
Разрад.	Мазур В.І.						1
Пров.	Співак О.Ю.						
Опонент	Дудар І.Н.						
Н.контр.	Співак О.Ю.						
Утв.	Ткаченко С.И.						

Сушарка САД-14

Схема теплова функціональна

TE-19M3

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Детали</i>						
		1	08-11.МКР.003.08.00.001	Фланець	1	
		2	08-11.МКР.003.08.00.002	Вихідний патрубок	1	
		3	08-11.МКР.003.08.00.003	Вхідний патрубок	1	
		4	08-11.МКР.003.08.00.004	Обчайка	1	
		3	08-11.МКР.003.08.00.005	Конус	1	
		4	08-11.МКР.003.08.00.006	Фланець	1	
		5	08-11.МКР.003.08.00.007	Фланець прямокутний	1	
08-11.МКР.003.08.00.000						
Изм. Лист		№ докум.		Подп.		Дата
Разраб.		Мазур В.І.				
Пров.		Співак О.Ю.				
Опонент		Дудар І.Н.				
Н.контр.		Співак О.Ю.				
Утв.		Ткаченко С.И.				
				Циклон ЦН-15		
				ВНТУ, зр. ТЕ-19мз		
Лит.		Лист		Листов		
				1		

Поз. обзначення	Наименование	Кол.	Примечание	Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инв. № дробл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист	Листов	
																			1
1	Камерна сушарка КТУ-2000	1																	
2	Циклон ЦН-15	1																	
3	Компактний теплообмінник	1																	
4	Вентилятор ВЦУН 280x127 5,5 2	1																	
5	Вентилятор ВЦ																		
6	Повітропроводи Ду 400x0,7	17,68	м ²																
7	Шибер Ду 400 РЧ10 СМО	1																	
8	Відвід 90° 400x1 ДСТУ EN 12599:2006	7																	
08-11.МКР.003.10.00.000																			
																ТЕ-19МЗ			
																1			
																Схема аксонометрична			
																Копіював			
																Формат А4			

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
Перв. примен.			<u>Материалы</u>					
			1	08-11.МКР.003.04.00.001	Гофролист алюмінієвий 0,152x724x724	90		
			2	08-11.МКР.003.04.00.002	Лист алюмінієвий 0,152x440x440	92		
			<u>Стандартні вироби</u>					
			3		Кутник В-25 x 25 x 4 ГОСТ 8509-93 СтЗсп ГОСТ 535-2005	4		
			4		Кутник В-30x30x4x65	8		
			5		Кутник В-30x30x4x720	4		
			6		Кутник В-30x25x778	4		
			7		Кутник В-45x45x4x848	4		
			Справ. №			<u>Силикон термостійкий</u>		
<u>Soudal Gasket Seal</u>								
<u>Гума кислотостійка листова</u>						1кз		
Подп. и дата			08-11.МКР.003.04.00.000					
			Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Инв. № подл.			Разрад.	Мазур В.І.	Газоповітряний пластинчастий теплообмінник	Лит.	Лист	Листов
			Пров.	Співак О.Ю.				1
			Опонент	Дудар І.Н.		ВНТУ, ТЕ-19мз		
			Н.контр.	Співак О.Ю.				
			Утв.	Ткаченко С.И.				

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание							
							Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Изм.
				<i>Детали</i>									
		1	08-11.МКР.003.06.00.001	Корпус	1								
		2	08-11.МКР.003.06.00.002	Кришка	1								
		3	08-11.МКР.003.06.00.003	Фланець	1								
		4	08-11.МКР.003.06.00.004	Зонт-поплавок	1								
		5	08-11.МКР.003.06.00.005	Патрубок вивідний	1								
		6	08-11.МКР.003.06.00.006	Грибок	1								
		7	08-11.МКР.003.06.00.007	Трубка дренажна	1								
			08-11.МКР.003.06.00.000										
Инв. № подл.	Разрад.	Мазур В.І.											
	Пров.	Співак О.Ю.											
	Опонент	Дзідар І.Н.											
	Н.контр.	Співак О.Ю.											
	Утв.	Ткаченко С.И.											
			Конденсатовідвідник			ТЕ-19МЗ							

<i>Поз.</i>	<i>Найменування</i>	<i>Кіл</i>	<i>Примітка</i>
<i>TE 1a</i>	<i>Датчик температури повітря на змішувач</i>	<i>1</i>	<i>MBT 3270</i>
<i>FE 1a</i>	<i>Датчик витрати повітря на змішувач</i>	<i>1</i>	<i>Vortex VTX</i>
<i>M1 в,з</i>	<i>Автоматична заслінка з електроприводом</i>	<i>1</i>	<i>Vents KRA</i>
<i>TE 2a</i>	<i>Датчик температури повітря на теплогенератор</i>	<i>1</i>	<i>MBT 5116</i>
<i>FE 2a</i>	<i>Датчик витрати повітря на теплогенератор</i>	<i>1</i>	<i>Vortex VTX</i>
<i>M2 в,з</i>	<i>Автоматична заслінка з електроприводом</i>	<i>1</i>	<i>Vents KRA</i>
<i>TE 3a</i>	<i>Датчик температури повітря на відхідні гази</i>	<i>1</i>	<i>MBT 3270</i>
<i>FE 3a</i>	<i>Датчик витрати повітря на відхідні гази</i>	<i>1</i>	<i>Vortex VTX</i>
<i>M3 в,з</i>	<i>Автоматична заслінка з електроприводом</i>	<i>1</i>	<i>Vents KRA</i>
<i>TE 4a</i>	<i>Датчик температури повітря на відпрацьований теплоносій</i>	<i>1</i>	<i>MBT 3270</i>
<i>FE 4a</i>	<i>Датчик витрати повітря на відпрацьований теплоносій</i>	<i>1</i>	<i>Vortex VTX</i>
<i>M4 в,з</i>	<i>Автоматична заслінка з електроприводом</i>	<i>1</i>	<i>Vents KRA</i>
<i>TE 5a</i>	<i>Датчик температури на охолодну воду</i>	<i>1</i>	<i>MBT 3270</i>
<i>FE 5a</i>	<i>Датчик витрати на охолодну воду</i>	<i>1</i>	<i>Classic UST</i>
<i>M5 в,з</i>	<i>Автоматична заслінка з електроприводом</i>	<i>1</i>	<i>Vents KRA</i>
<i>PS 6a</i>	<i>Датчик тиску теплоносія після підживлення</i>	<i>1</i>	<i>DMP 331</i>
<i>PS 6б</i>	<i>Датчик тиску теплоносія перед підживленням</i>	<i>1</i>	<i>DMP 331</i>
<i>M6 в,з</i>	<i>Автоматична заслінка з електроприводом</i>	<i>1</i>	<i>Vents KRA</i>
<i>M6 д,е</i>	<i>Автоматична заслінка з електроприводом</i>	<i>1</i>	<i>Vents KRA</i>
<i>TS 7,14</i>	<i>Датчик температури сухого термометра</i>	<i>2</i>	<i>MBT 3270</i>
<i>TS 8,15</i>	<i>Датчик температури мокрого термометра</i>	<i>2</i>	<i>MBT 3270</i>
<i>MR 9,10,15,16</i>	<i>Вологомір</i>	<i>4</i>	<i>GM 1632</i>
<i>TI 11,18</i>	<i>Термометр стрілковий біметалічний</i>	<i>2</i>	<i>ТБЧ 63/50</i>
<i>FQI 12,19</i>	<i>Прилад для вимірювання витрати інтегруючий</i>	<i>2</i>	<i>РАСК 5100</i>
<i>TS 14,17,18</i>	<i>Температурне реле</i>	<i>3</i>	<i>ТР 101</i>
<i>TE 20</i>	<i>Датчик температури свіжого повітря</i>	<i>1</i>	<i>MBT 3270</i>

					<i>08-11.МКР.009.07.00.000</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата.</i>	<i>Функціональна схема автоматизації камерної сушарки САД-14</i>	<i>Лім.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Розробив</i>	<i>Мазур В.І.</i>						<i>1</i>	<i>2</i>
<i>Перевірив</i>	<i>Співак О.Ю.</i>					<i>ТЕ-19мз</i>		
<i>Опонент</i>	<i>Дудар І.Н.</i>							
<i>Н.контр.</i>	<i>Співак О.Ю.</i>							
<i>Затвердив</i>	<i>Ткаченко С.Й.</i>							

<i>Поз.</i>	<i>Найменування</i>	<i>Кіл</i>	<i>Примітка</i>
21	Контролер Modicon M171	1	Optimized
22	Інтелектуальне реле Zelio Logic	1	Modbus

08-11.МКР.003.01.00.000 СК

Перв. примен.

Справ. №

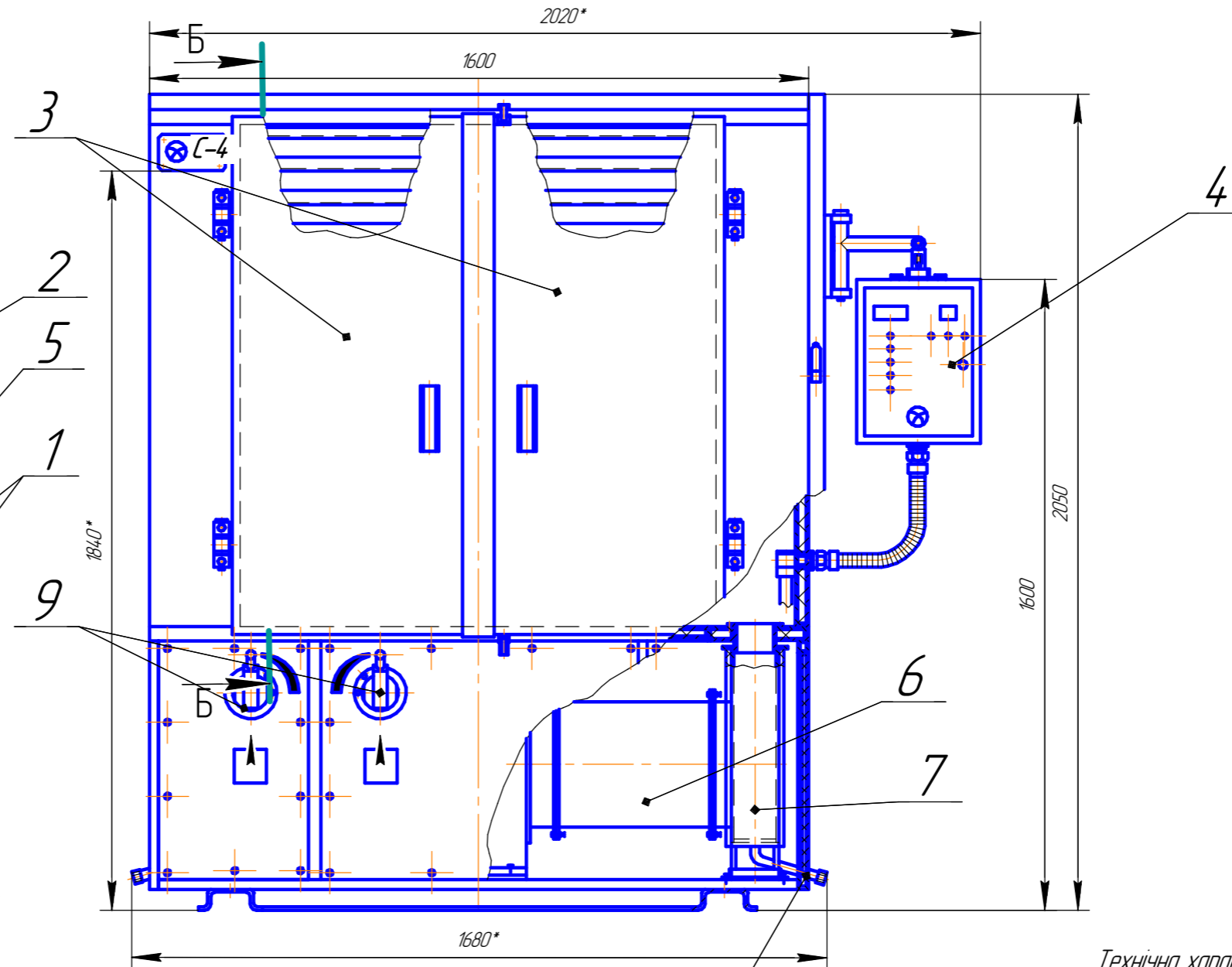
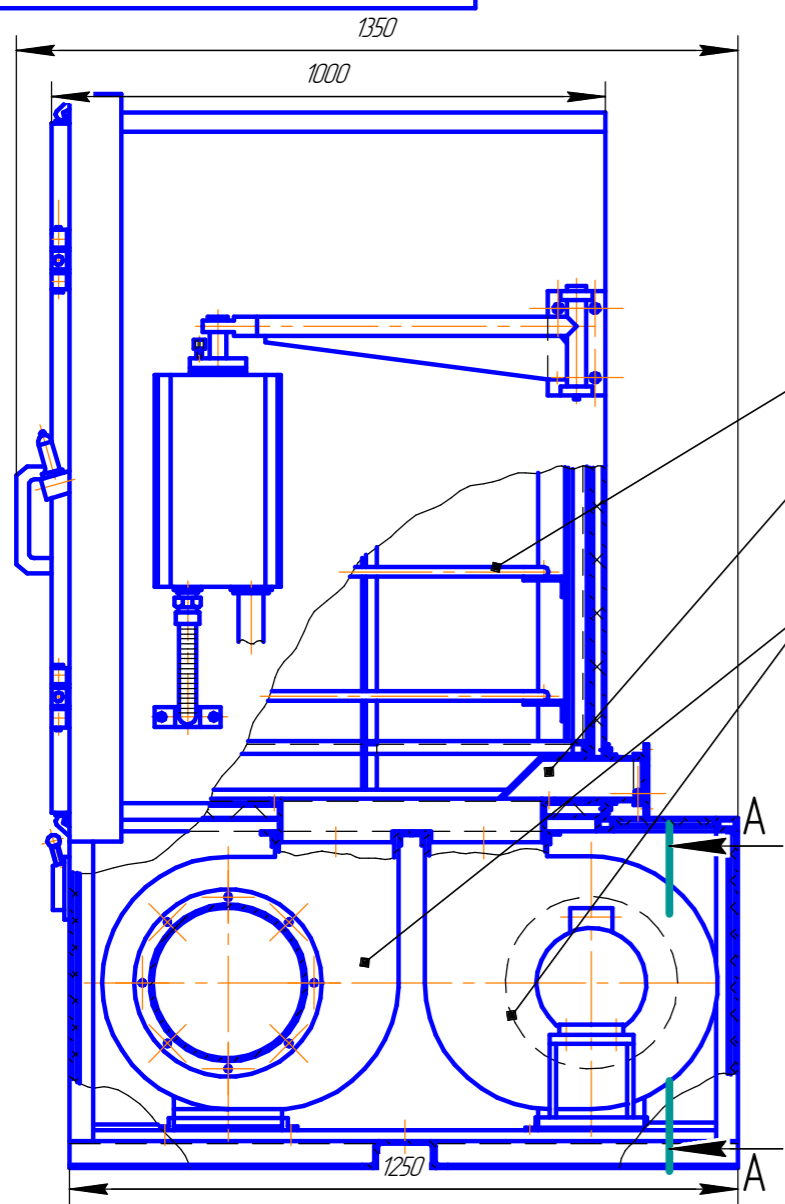
Подп. и дата

Инд. № дѣл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

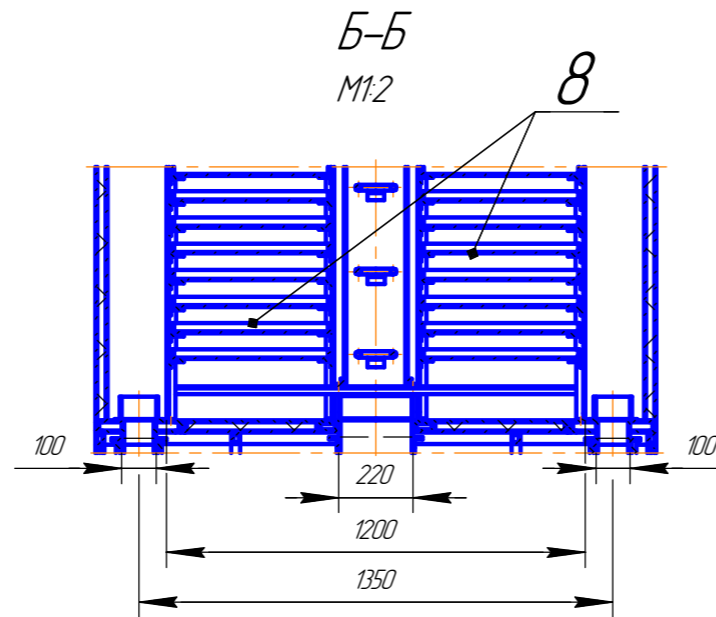
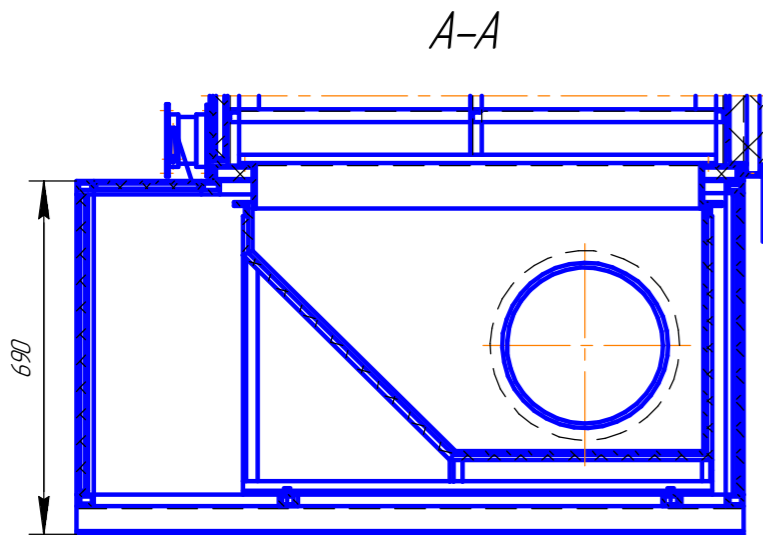
Инд. № подл.



* Розміри для довідок

Технічна характеристика

1	Максимальна загрузка, кг	150,0
2	Размір піддонів, мм	910x430x35
3	Кількість піддонів, шт	32
4	Напруга живлення, V	380
5	Загальна потужність, кВт	13
6	Максимальна температура, °C	120



08-11.МКР.003.01.00.000 СК				Лист	Масса	Масштаб
Сушарка САД-14 камерна конвективна складальне креслення					1600	1:1
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Листов
Разраб.		Мазур В.І.				1
Пров.		Співак О.Ю.				
Т.контр.		Співак О.Ю.				
ОпONENT		Дудар І.Н.				
Н.контр.		Співак О.Ю.				
Утв.		Ткаченко С.И.				

Копировал

Формат А3

08-11.МКР.003.02.00.000Т2

Перв. примен.

Справ. №

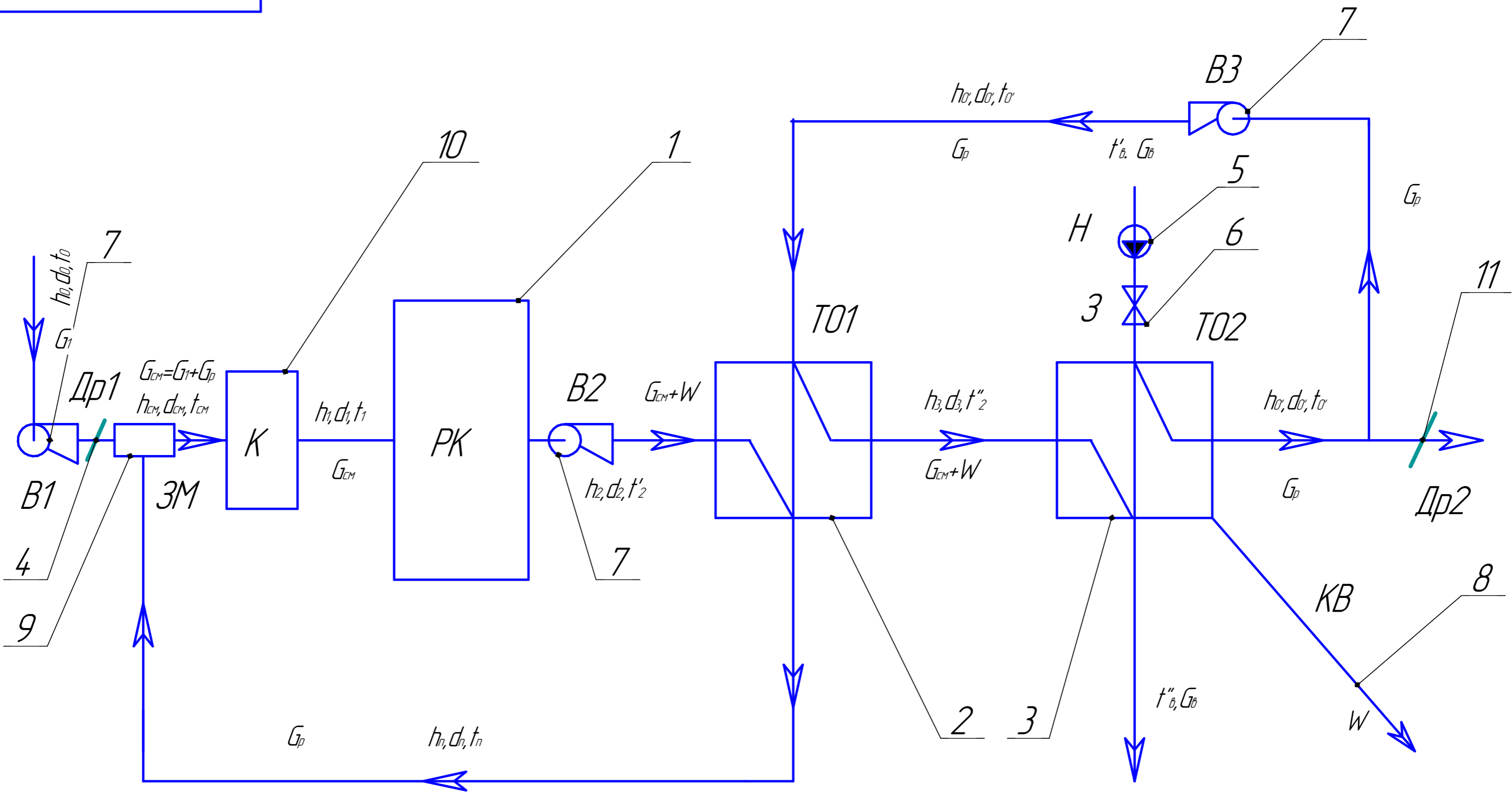
Подп. и дата

Инд. № дюрл.

Взам. инв. №

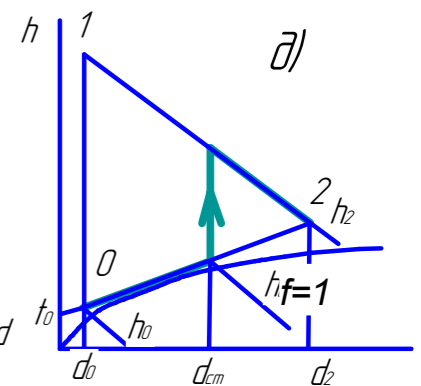
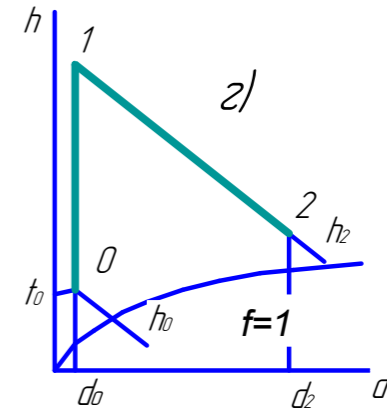
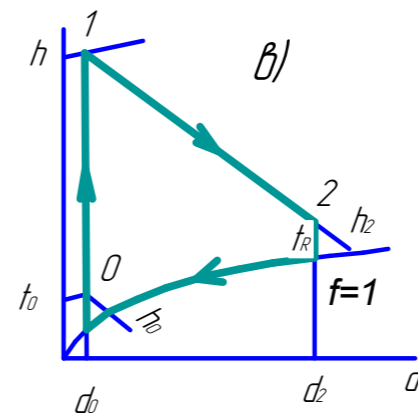
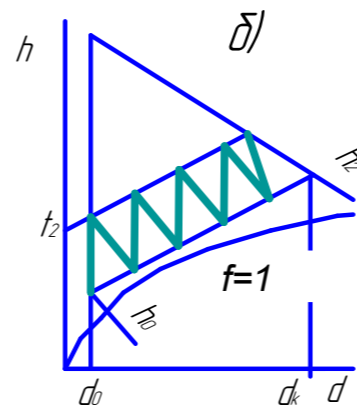
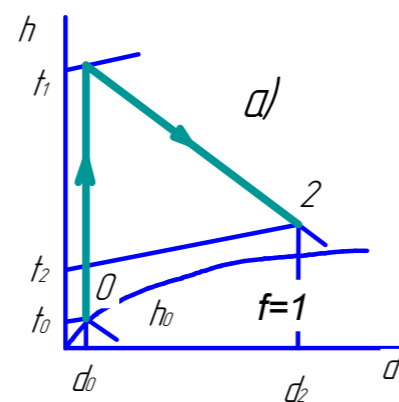
Подп. и дата

Инд. № подл.



				08-11.МКР.003.02.00.000Т2				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Сушарка САД-14 Схема теплова функціональна	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Мазур В.І.							1:1
Проб.	Співак О.Ю.					Лист	Листов	1
Т.контр.	Співак О.Ю.					ТЕ-19МЗ		
Опонент	Дудар І.Н.					Формат А3		
Н.контр.	Співак О.Ю.							
Утв.	Ткаченко С.И.				Копировал			

Характеристика	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5
Потужність, кВт	75,9	75,9	82,6	66,8	75,9
Витрата повітря, кг/год	1380	1380	1380	1380	1380
Критерій ефективності	0,71	0,71	0,65	0,8	0,71
Витрата у/палива, кг/(кВт•год)	0,173	0,173	0,189	0,153	0,173



- а) Сушіння на продув;
- б) Сушіння з проміжним підігрівом;
- в) Сушіння з замкненою циркуляцією;
- г) Сушіння з замкненою циркуляцією і підігрівом;
- д) Сушіння з рециркуляцією

				08-11.МКР.003.03.000 А8				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Вариантний аналіз	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Мазур В.І.							1:1
Пров.	Співак О.Ю.					Лист	Листов	1
Т.контр.	Співак О.Ю.					ТЕ-19МЗ		
Опонент	Дудар І.Н.							
Н.контр.	Співак О.Ю.							
Утв.	Ткаченко С.И.							

08-11.МКР.003.04.00.000 СК

Перв. примен.

Справ. №

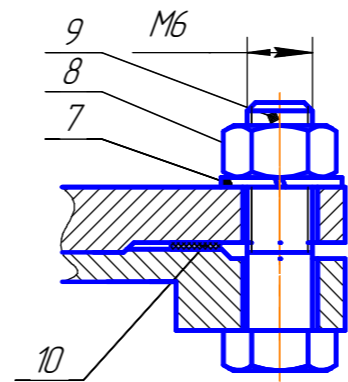
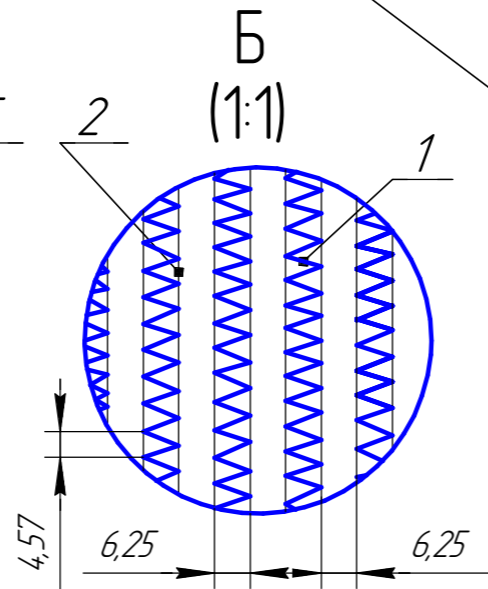
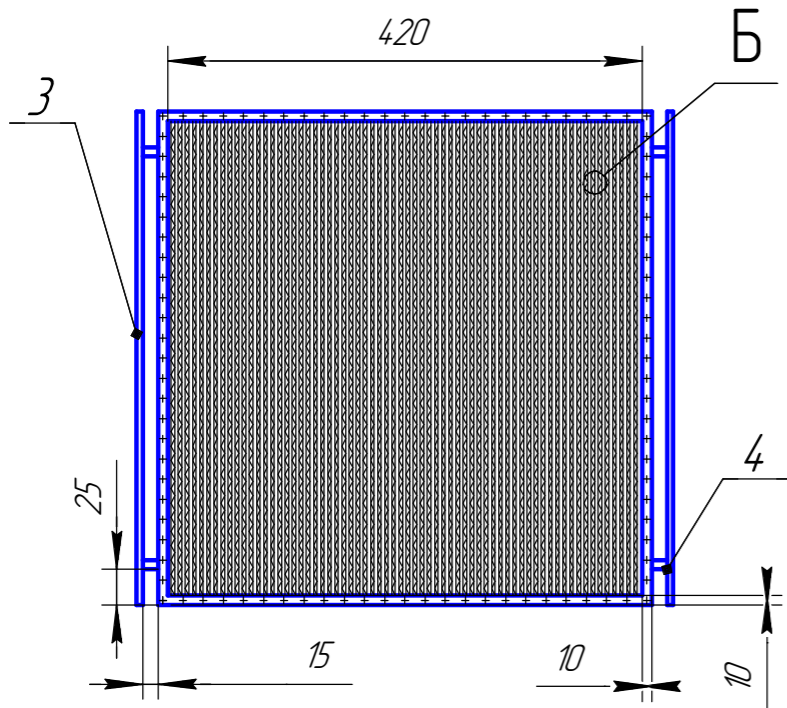
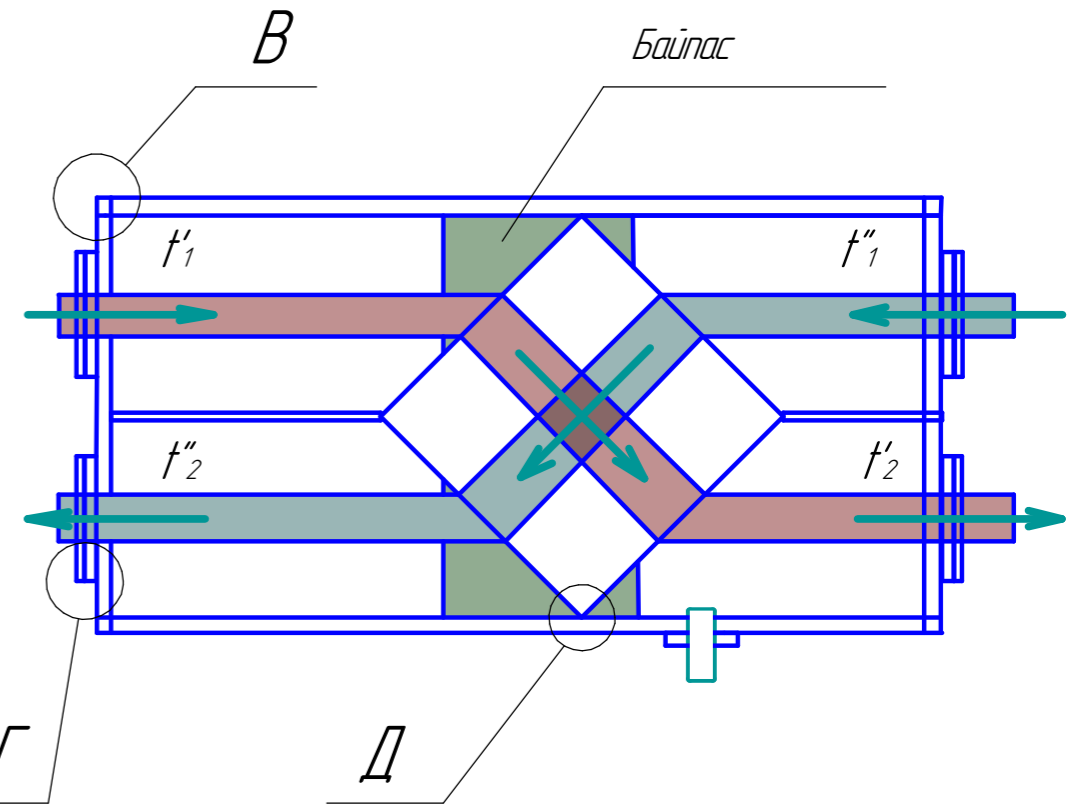
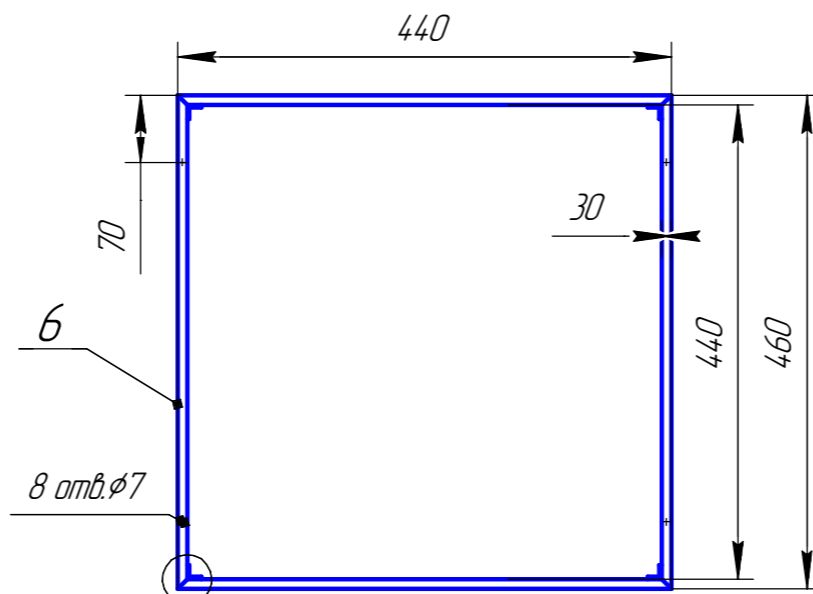
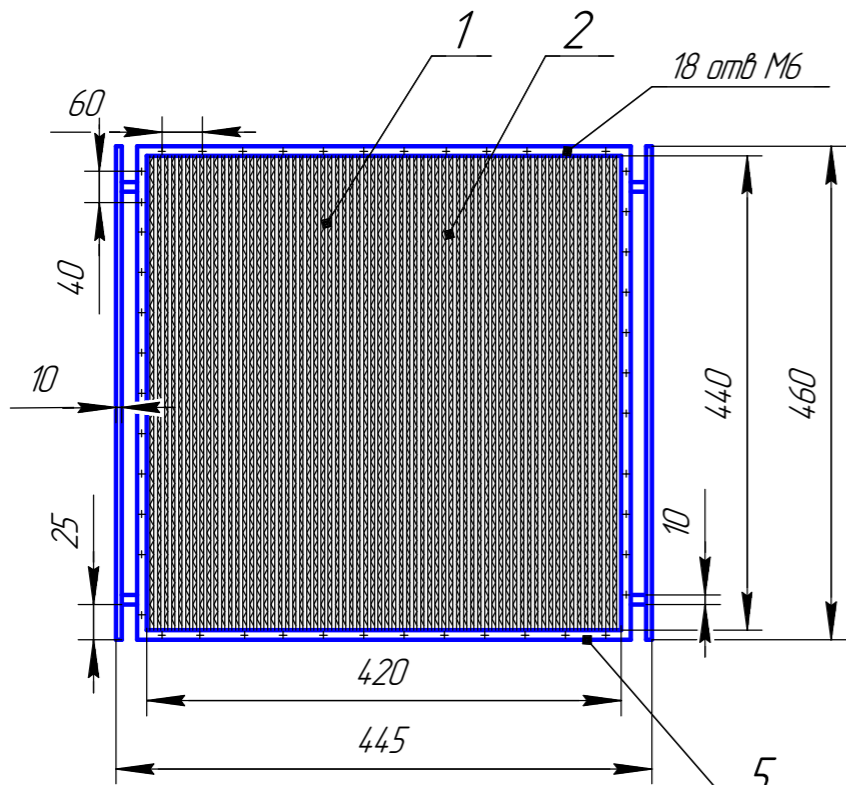
Подп. и дата

Изм. № дораб.

Взам. инв. №

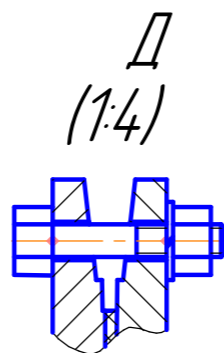
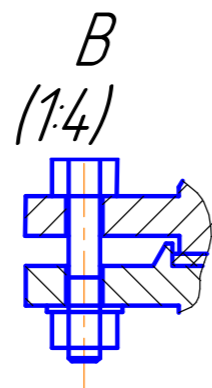
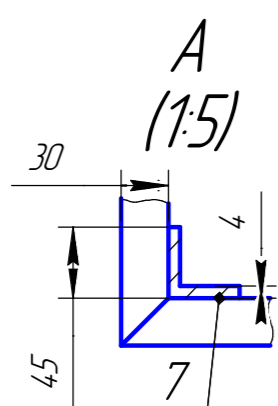
Подп. и дата

Изм. № подл.



Технічні характеристики

- 1 Теплова потужність ТА $Q=10,1$ (кВт).
- 2 Температура теплоносія:
 - на вході $t'_1 = 60$ °C;
 - на виході $t''_1 = 25$ °C.
- 3 Температура повітря:
 - на вході $t'_2 = 10$ °C;
 - на виході $t''_2 = 45$ °C.



				08-11.МКР.003.04.00.000 СК			
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Газоповітряний пластинчастий теплообмінник Складальне креслення	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Мазур В.І.					50	1:15
Проб.	Співак О.Ю.				Лист	Листов	1
Т.контр.	Співак О.Ю.				ВНТУ зр. ТЕ-19мз		
ОпONENT	Дудар І.Н.						
Н.контр.	Співак О.Ю.			Формат А3			
Утв.	Ткаченко С.И.			Копировал			

08-11.МКР.003.05.00.000 СК

Перв. примен.

Справ. №

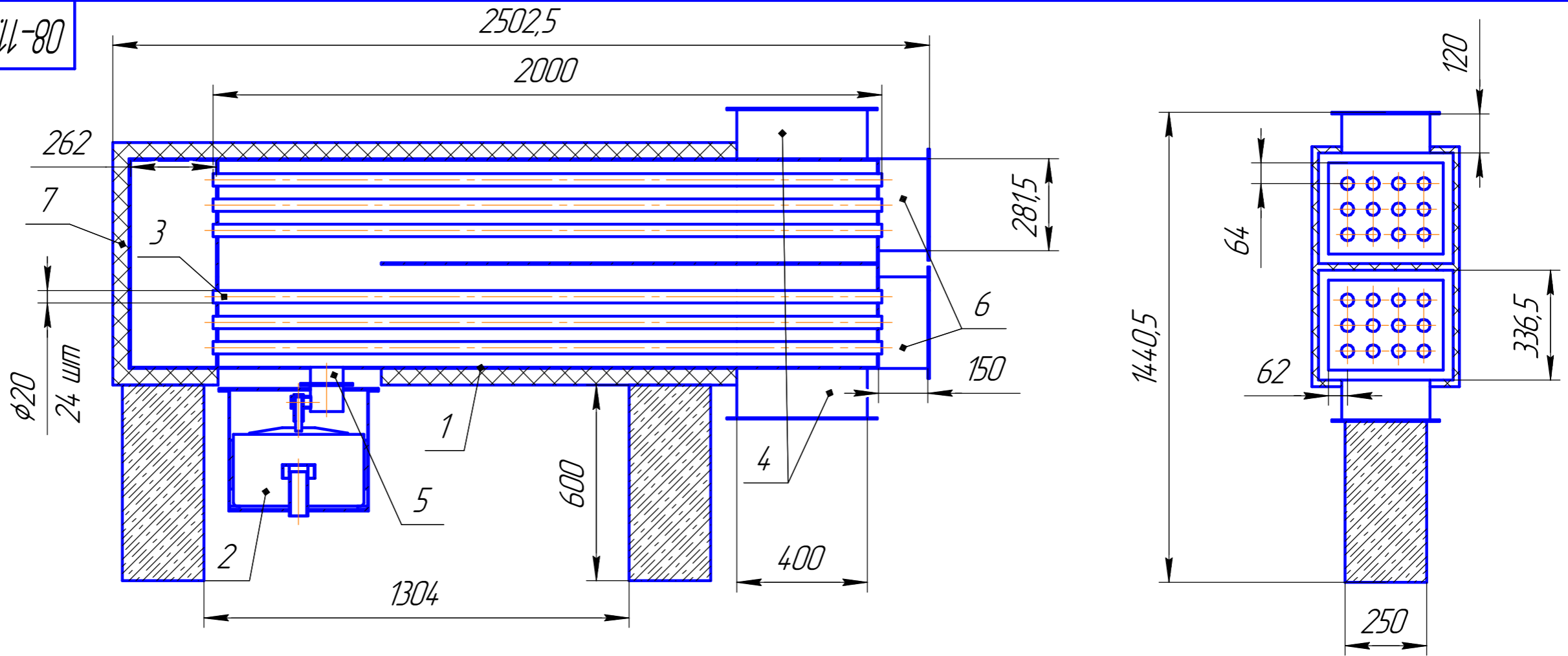
Подп. и дата

Инд. № дробл.

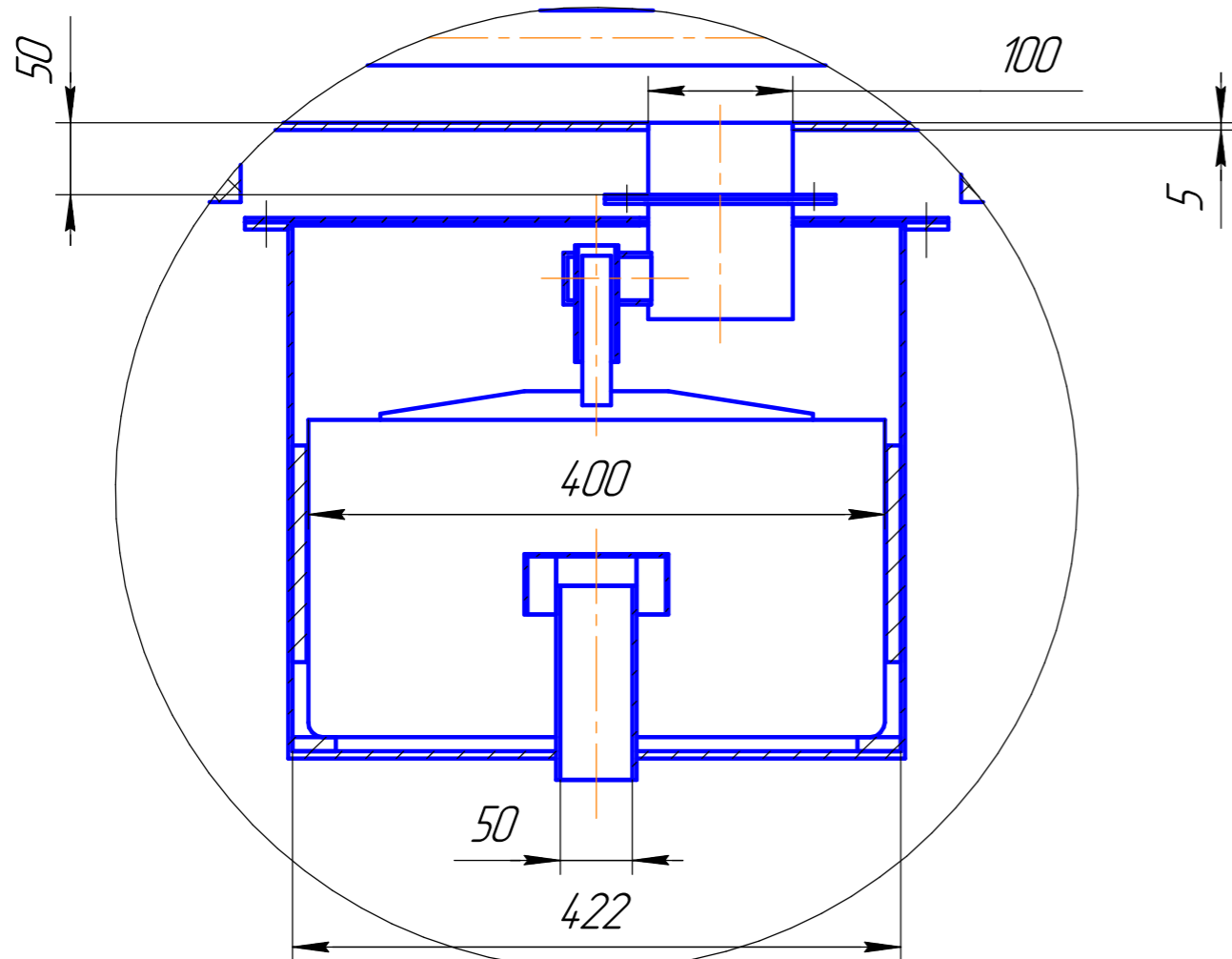
Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.



Б(1:5)



Технічна характеристика

- 1. Теплова потужність, кВт. 67,9
- 2. Температура відпрацьованого повітря на виході з теплообмінника, °С .. 11
- 3. Температура відпрацьованого повітря на вході в теплообмінник, °С. 25
- 4. Температура мережної води на виході з теплообмінника, °С. 20
- 5. Температура мережної води на вході в теплообмінника, °С. 10
- 6. Витрата мережної води, кг/с 1,6
- 7. Витрата відпрацьованого повітря, кг/с 1

				08-11.МКР.003.05.00.000 СК				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Конденсаційний теплообмінник складальне креслення	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Мазур В.І.							1:10
Пров.	Співак О.Ю.					Лист	Листов	1
Т.контр.	Співак О.Ю.					ВНТУ ТЕ-19МЗ		
ОпONENT	Дудар І.Н.							
Н.контр.	Співак О.Ю.							
Утв.	Ткаченко С.И.							

08-11.МКР.003.06.00.000СК

Перв. примен.

Справ. №

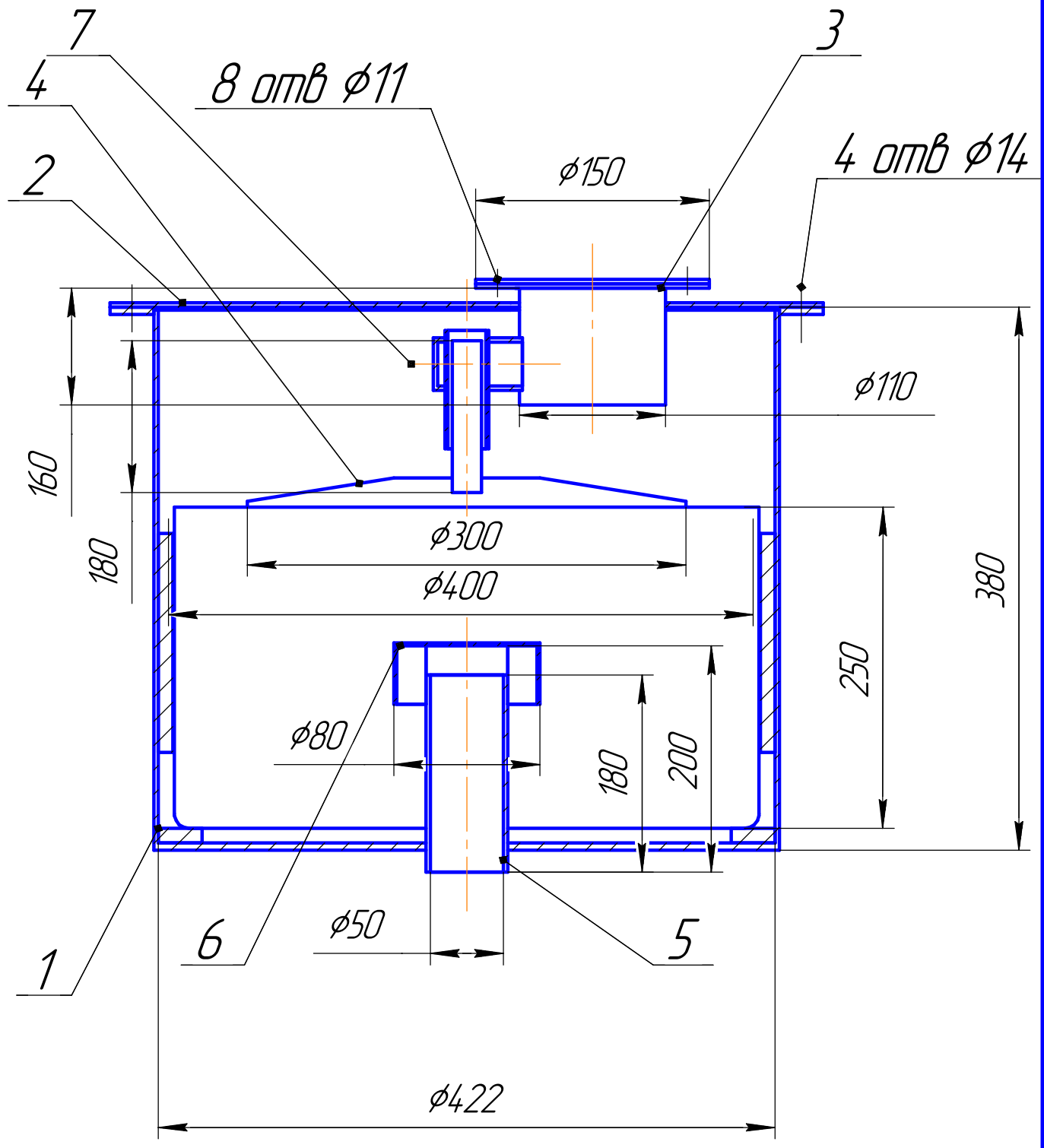
Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



08-11.МКР.003.06.00.000СК

Конденсатовідвідник
складальне креслення

Лист	Масса	Масштаб
	11	1:1
Лист	Листов	1

ТЕ-19МЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Мазур В.І.		
Пров.		Співак О.Ю.		
Т.контр.		Співак О.Ю.		
Опонент		Дудар І.Н.		
Н.контр.		Співак О.Ю.		
Утв.		Ткаченко С.И.		

08-11.МКР.003.07.00.000 А2

Перв. примен.

Справ. №

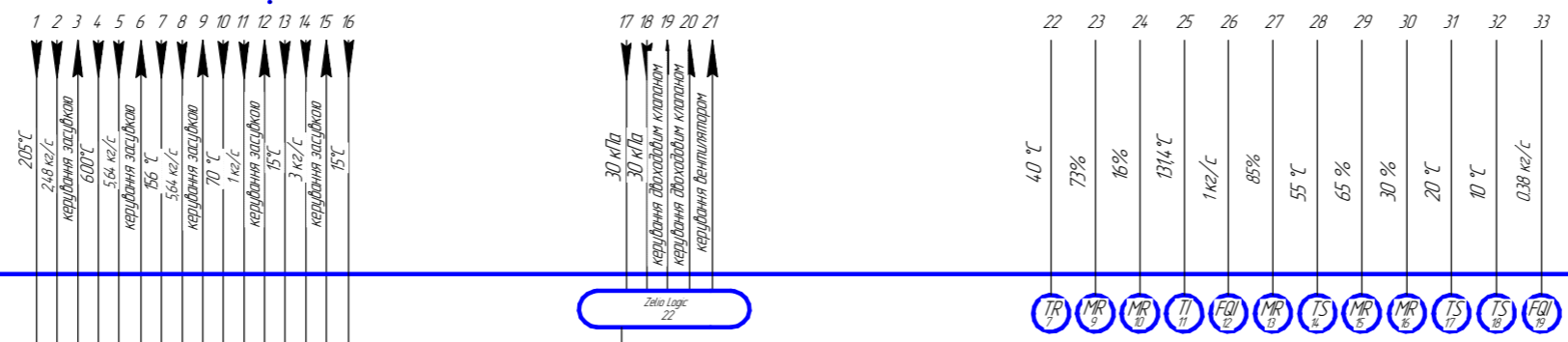
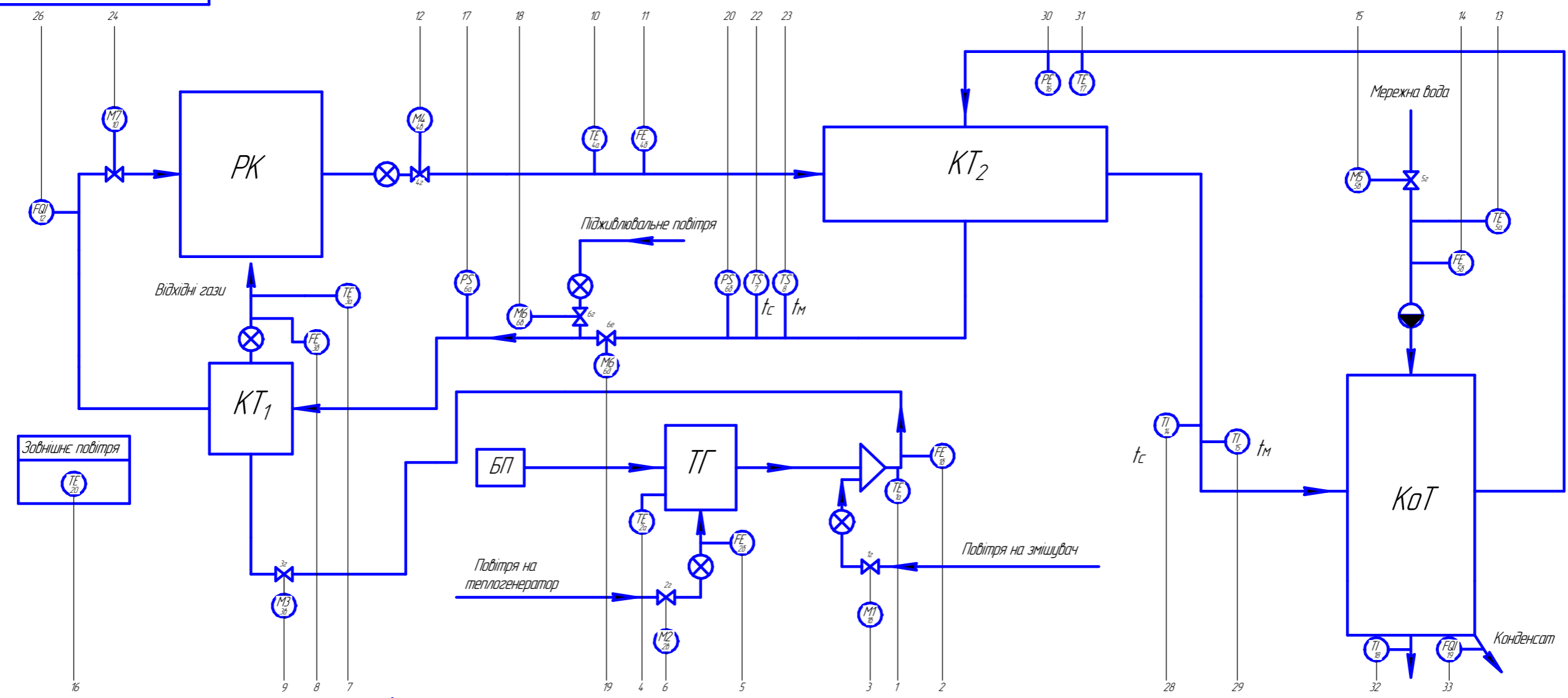
Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



По місцю	Zelo Logic 22
На щиті	Роксан ППТ 21
АРМ чергового	АРМ сервер

Умовні позначення

- KT₁ Перший кожухотрубний теплообмінник
- KT₂ Другий кожухотрубний теплообмінник
- KoT Конденсаційний теплообмінник

Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Мазур В.І.		
Пров.	Співак О.Ю.		
Т.контр.	Співак О.Ю.		
ОпONENT	Дудар І.Н.		
Н.контр.	Співак О.Ю.		
Утв.	Ткаченко С.М.		

08-11.МКР.003.07.00.000 А2

Функціональна схема автоматизації камерної сушарки САД-14

Лист	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1

ВНТУ ТЕ-19М3

Копировал

Формат А3

ТГ Теплогенератор
 РК Рабочая камера
 БП Бункер для палива

08-11.МКР.003.08.00.000СК

Перв. примен.

Справ. №

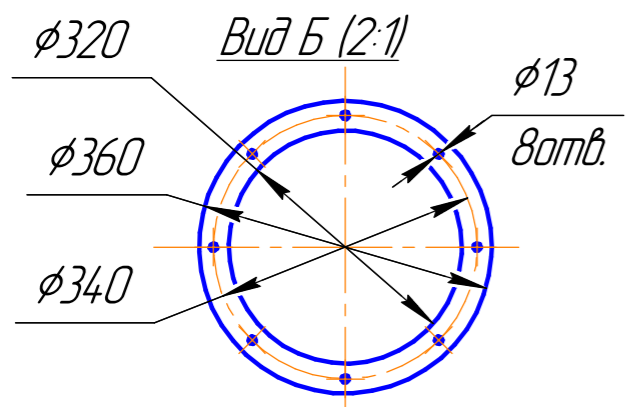
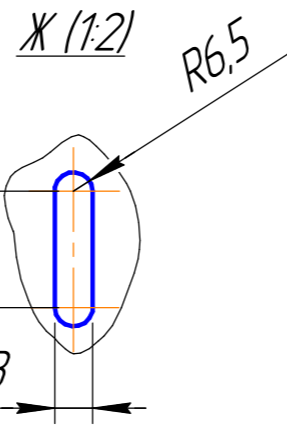
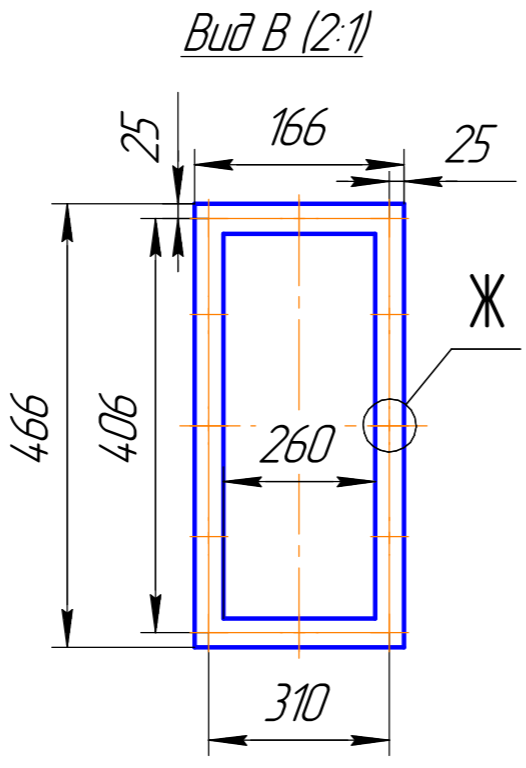
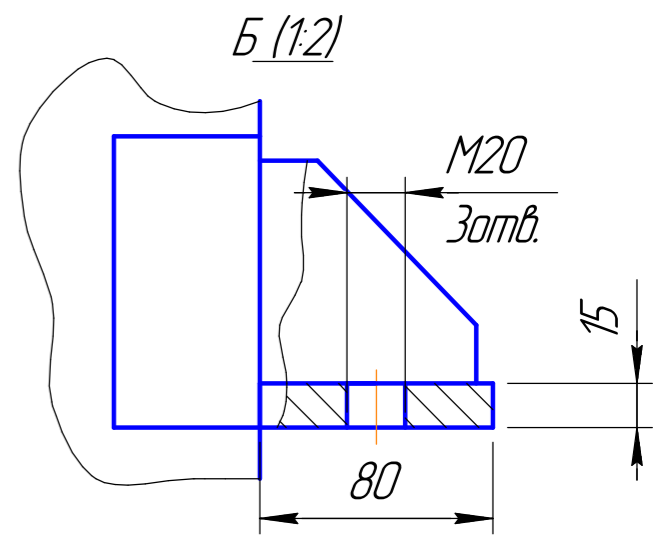
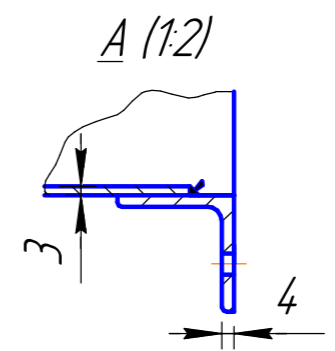
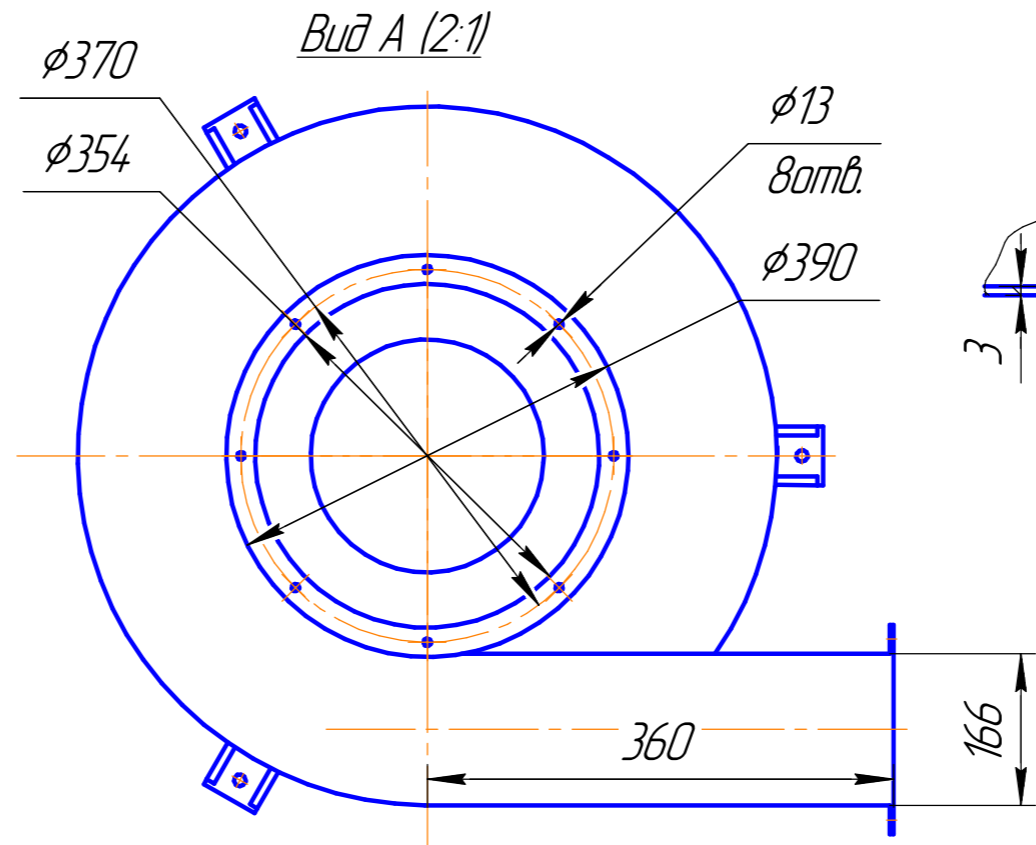
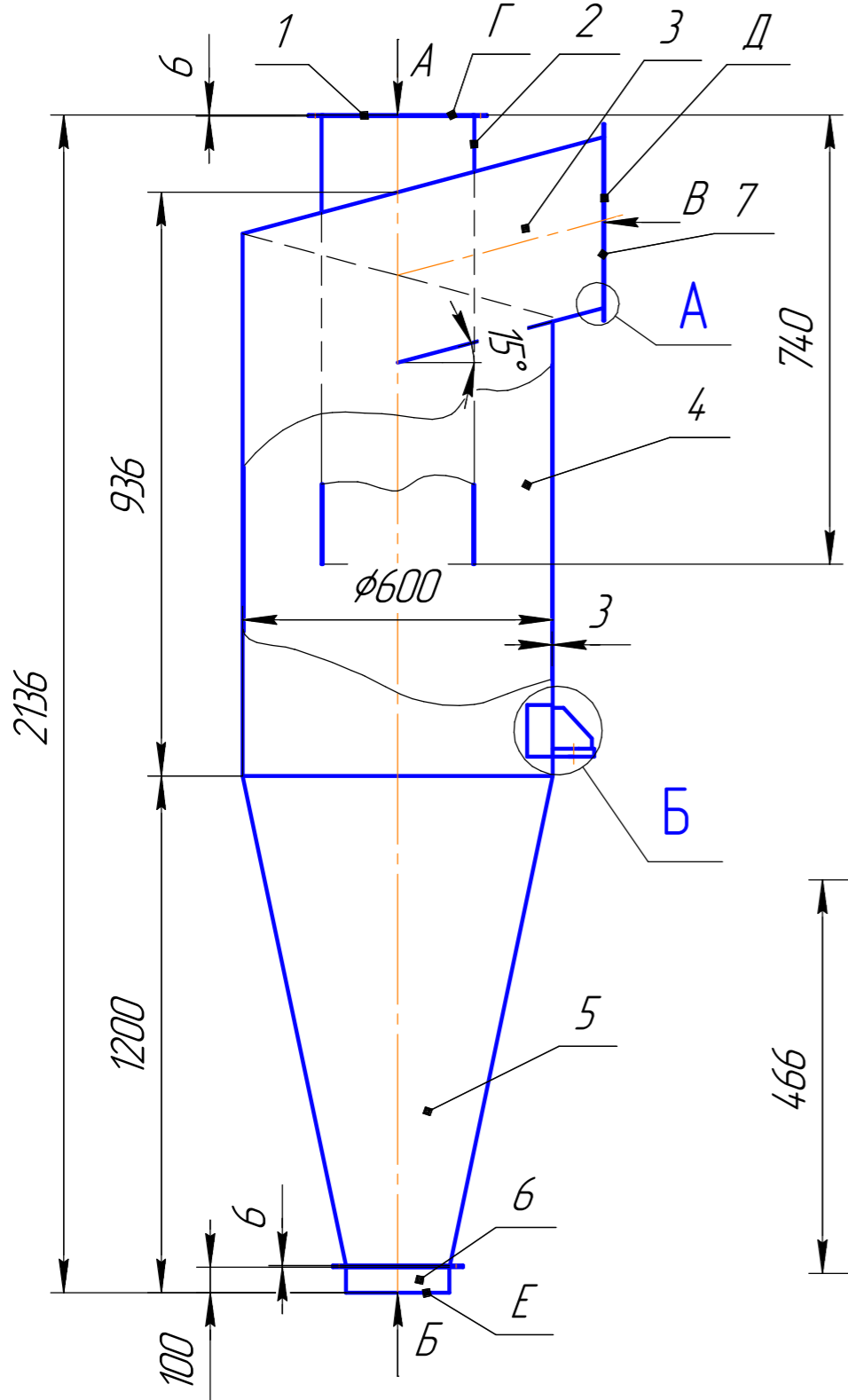
Подп. и дата

Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.



Таблиця штуцерів

Позн.	Назва	Кіл	D _y , мм	P _y , МПа
Д	Вхід запиленого повітря	1	400	
Г	Вихід очищеного повітря	1	400	
Е	Вивантаження пилу	1	320	

Технічні характеристики

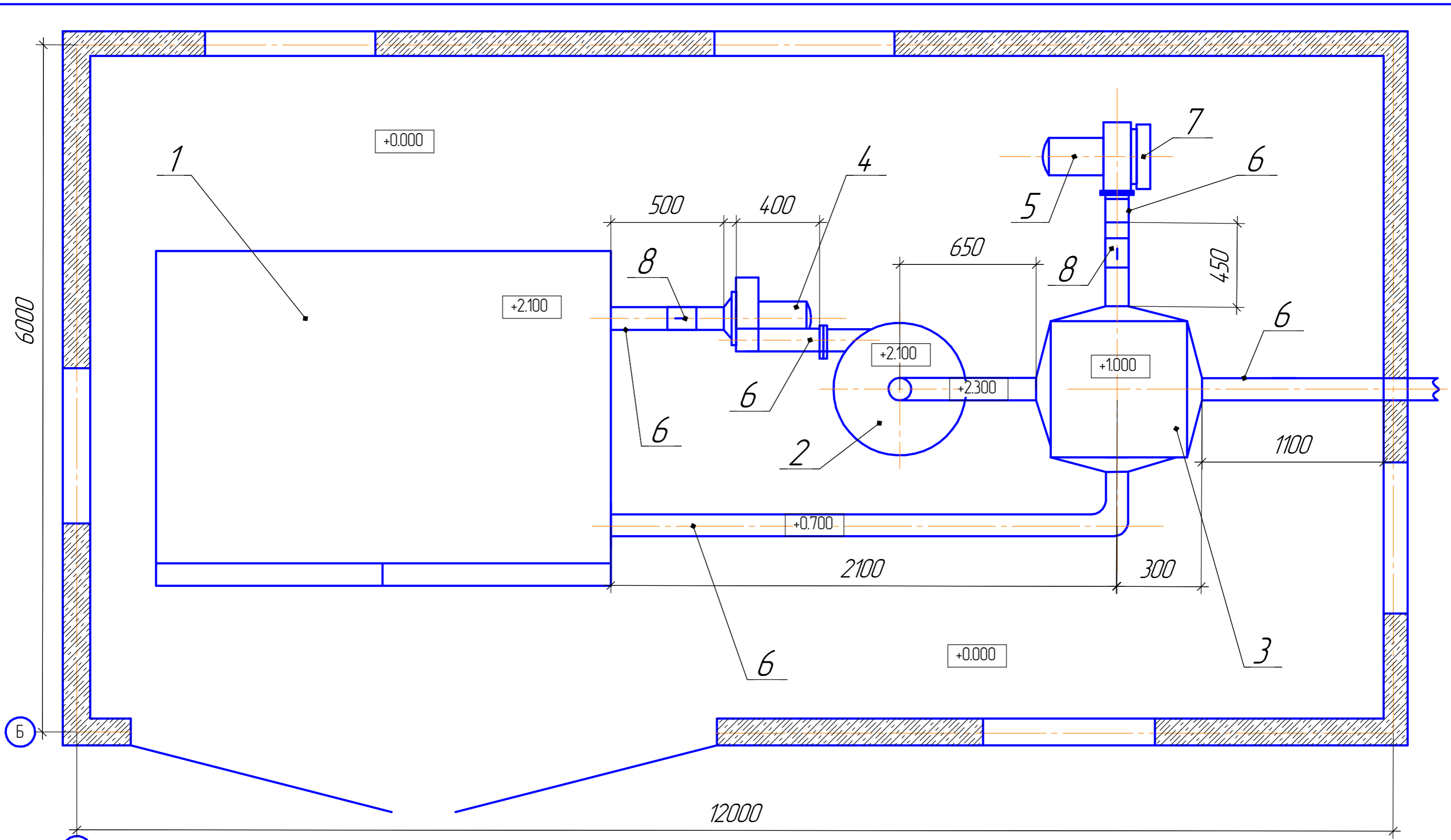
Видатність по запиленому сушильному агенту 19378 м³/год.
Маса 162 кг.

Технічні вимоги

Зварні шви виконати ручним електродуговим зварюванням за ДСТУ EN 1708-1:2008.
Зварні шви розташувати зовні і зачистити до R_z=350.
Перевірка на герметичність тиском P_д = 0,6 МПа.
Неспівпадання осей фланців Г і Е не повинно перевищувати 5 мм.

08-11.МКР.003.08.00.000СК				Лист	Маса	Масштаб
Циклон ЦН-15-600					288	1:1
Складальне креслення				Лист	Листов 1	
				ТЕ-19МЗ		
Копіював				Формат А3		

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Мазур В.І.		
Проб.		Співак О.Ю.		
Т.контр.		Співак О.Ю.		
ОпONENT		Дудар І.Н.		
Н.контр.		Співак О.Ю.		
Утв.		Ткаченко С.И.		



Согласовано

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №

Изм.	Кол.ч.	Лист	№ док.	Подп.	Дата
Разработ	Мазур В.І.				
Проверил	Слівак О.Ю.				
Т. Контр	Слівак О.Ю.				
Опонент	Дудар І.Н.				
Н. Контр	Слівак О.Ю.				
Затвердив	Ткаченко С.І.				

08-11.МКР.003.09.00.000АР

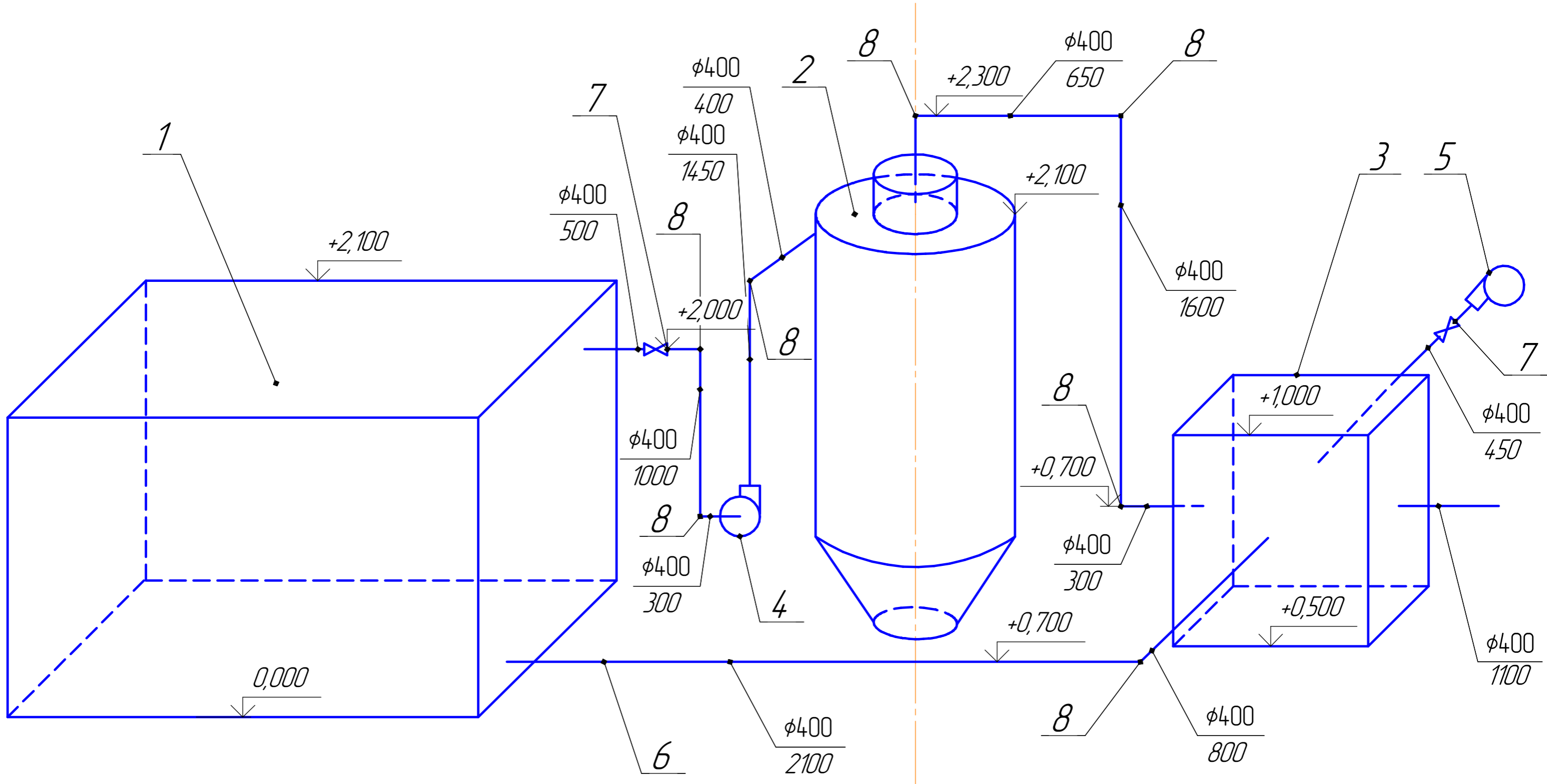
м. Вінниця

Енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу

Стадія	Лист	Листов
		1

План сушильного цеху

ТЕ-19МЗ



Согласовано

Инв. № подл.	
Подп. и дата	
Взам. инв. №	

						08-11.МКР.003.10.00.0000АР			
						м. Вінниця			
Изм.	Колуч.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу	Стадія	Лист	Листов
Розробив	Мазур В.І.								1
Перевірив	Слівак О.Ю.								
Т. Контр.	Слівак О.Ю.								
Опонент	Дудар І.Н.								
Н. Контр.	Слівак О.Ю.					Схема аксонометрична		ТЕ-19мз	
Затвердив	Ткаченко С.И.								

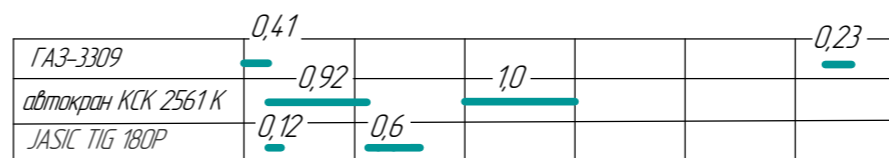
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН МОНТАЖУ ТЕПЛОБМІННИКА І ЦИКЛОНА ДЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ КАМЕРНОЇ СУШАРКИ САД-250

№ п/п	Найменування родит	Одиниця виміру	Об'єми	Норма часу люд/год	Трудо-місткість	Склад бригад	Кількість чоловік	Тривалість	2020									
									Листопад									
									Пн	Вт	Ср	Чт	Пт	Пн	Вт	Ср	Чт	
16	17	18	19	20	21	22	23	24										
1	Доставлення деталей до місць монтажу та їх складування	т	1,849	4,4	1,016	Робітник, водій	2	0,508	2x0,508									
2	Встановлення несучої конструкції	т	0,12	27,36	0,41	Монтажник 3, 6 розрядів	2	0,21	2x0,21									
3	Монтаж теплообмінника	шт.	1	12,75	1,6	Монтажник 3, 4 розрядів	2	0,8	2x0,8									
4	Монтаж циклона	шт.	1	12,75	1,6	Слюсар-вентиляційник 2, 3 розрядів	2	0,8		2x0,8								
5	Прокладання повітропроводів діаметром 400 мм	100 м ²	0,0945	231,2	2,73	Слюсар-вентиляційник 2, 3 розрядів	2	1,36			2x1,36							
6	Встановлення запірної арматури діу 400	100 шт.	0,02	2,5	0,05	Слюсар-сантехнік 4 розряду	1	0,05				1x0,05						
7	Монтаж вентилятора ВЦУН	шт.	1	15,91	1,99	Монтажник 3 розряду	2	1,0					2x1,0					
8	Монтаж вентилятора ВЦ 4-75	шт.	1	15,91	1,99	Монтажник 3 розряду	2	1,0						2x1,0				
9	Перше робоче випробування системи циркуляції	100 м	0,0658	5,4	0,044	Слюсар-вентиляційник 3, 5 розрядів	2	0,022						2x0,022				
10	Робоча перевірка системи в цілому	100 м	1	2,9	2,9	Слюсар-вентиляційник 3, 5 розрядів	2	1,45							2x1,45			
11	Повернення допоміжного обладнання на склад	т	0,119	3,1	0,046	Робітник, водій	2	0,23										2x0,23

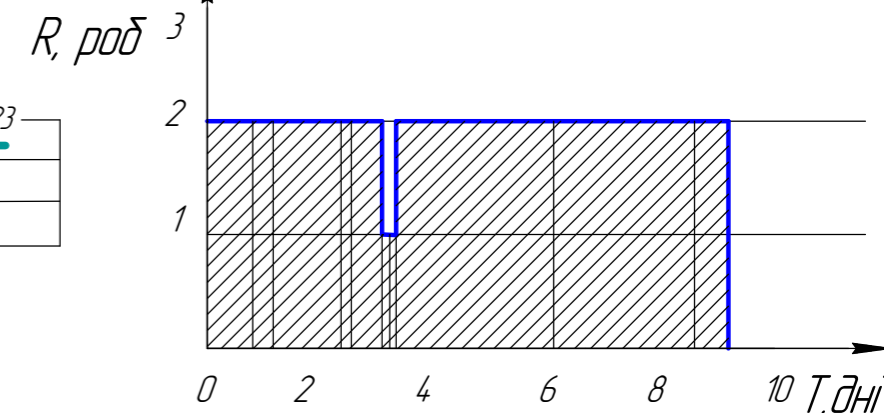
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ГРАФІКУ РУХУ РОБІТНИКІВ

№	Позначення	Формула	Результат	Од.виміру
1	$Q_{зоз}$	Q_i	12,386	люд/дні
2	$T_{зоз}$	-	7,213	дні
3	R_{max}	-	2	люд
4	$R_{сер}$	$Q_{зоз}/T_{зоз}$	1,63	люд
5	$T_{вст}$	-	1,3	дні
6	\pm_1	$R_{сер}/R_{max}$	0,815	-
7	\pm_2	$T_{вст}/T_{зоз}$	0,239	-

ГРАФІК РОБОТИ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ



ГРАФІК РУХУ РОБІТНИКІВ



08-11.МКР.003.11.00.000 АР					
м. Вінниця					
Изм.	Колуч.	Лист	№док.	Подп.	Дата
Разробив	Мазур В.І.				
Перевірів	Слівак О.Ю.				
Т. Контр	Слівак О.Ю.				
ОпONENT	Дудар І.Н.				
Н. Контр	Слівак О.Ю.				
Затвердив	Ткаченко С.І.				
Енергозбереження в конвективних сушарках камерного типу				Стадія	Лист
Календарний план монтажних робіт					Листов
					1
				ТЕ-19МЗ	

Согласовано

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

08-11.МКР.009.12.00.000Т9

Перв. примен.

Справ. №

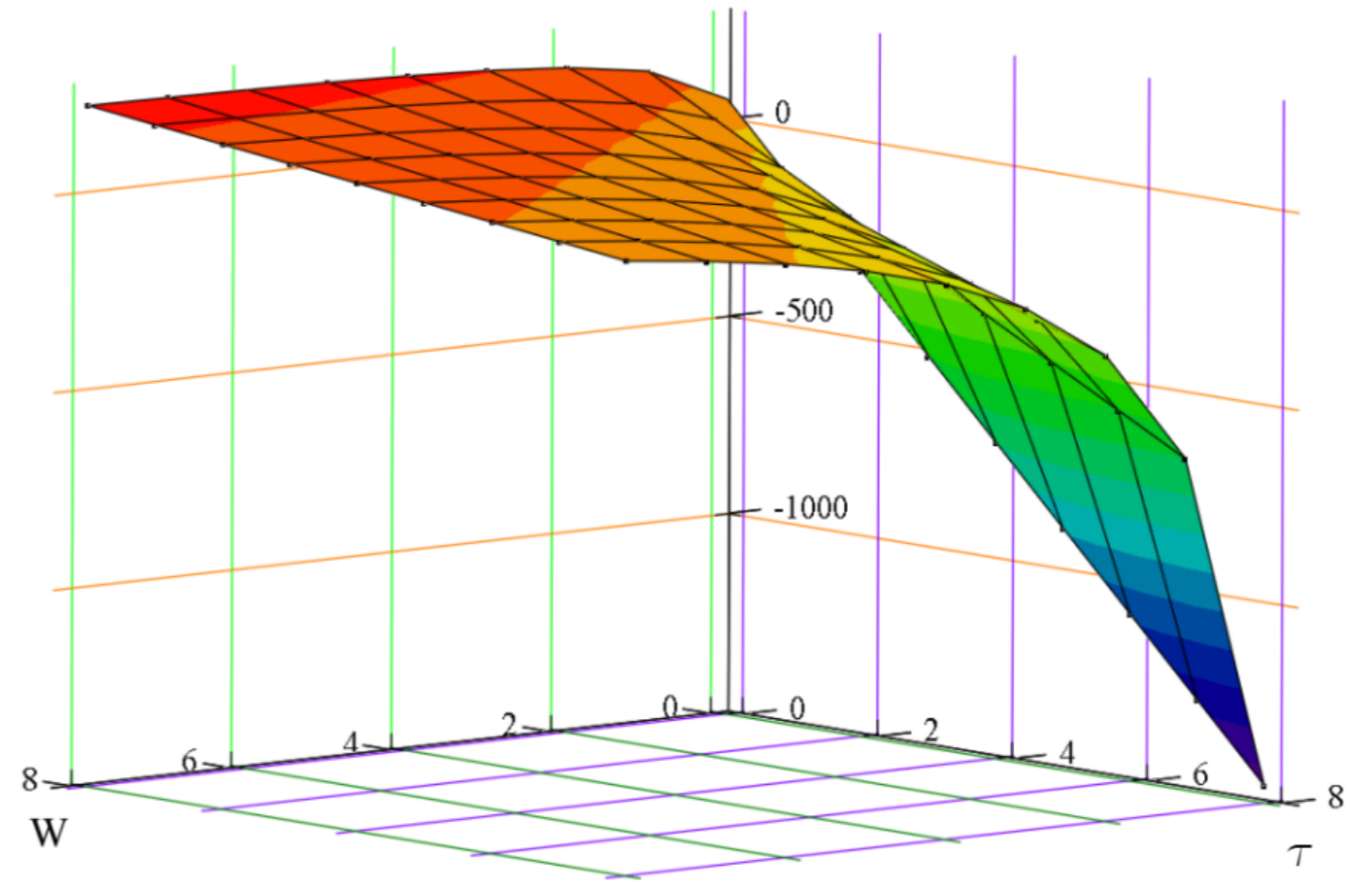
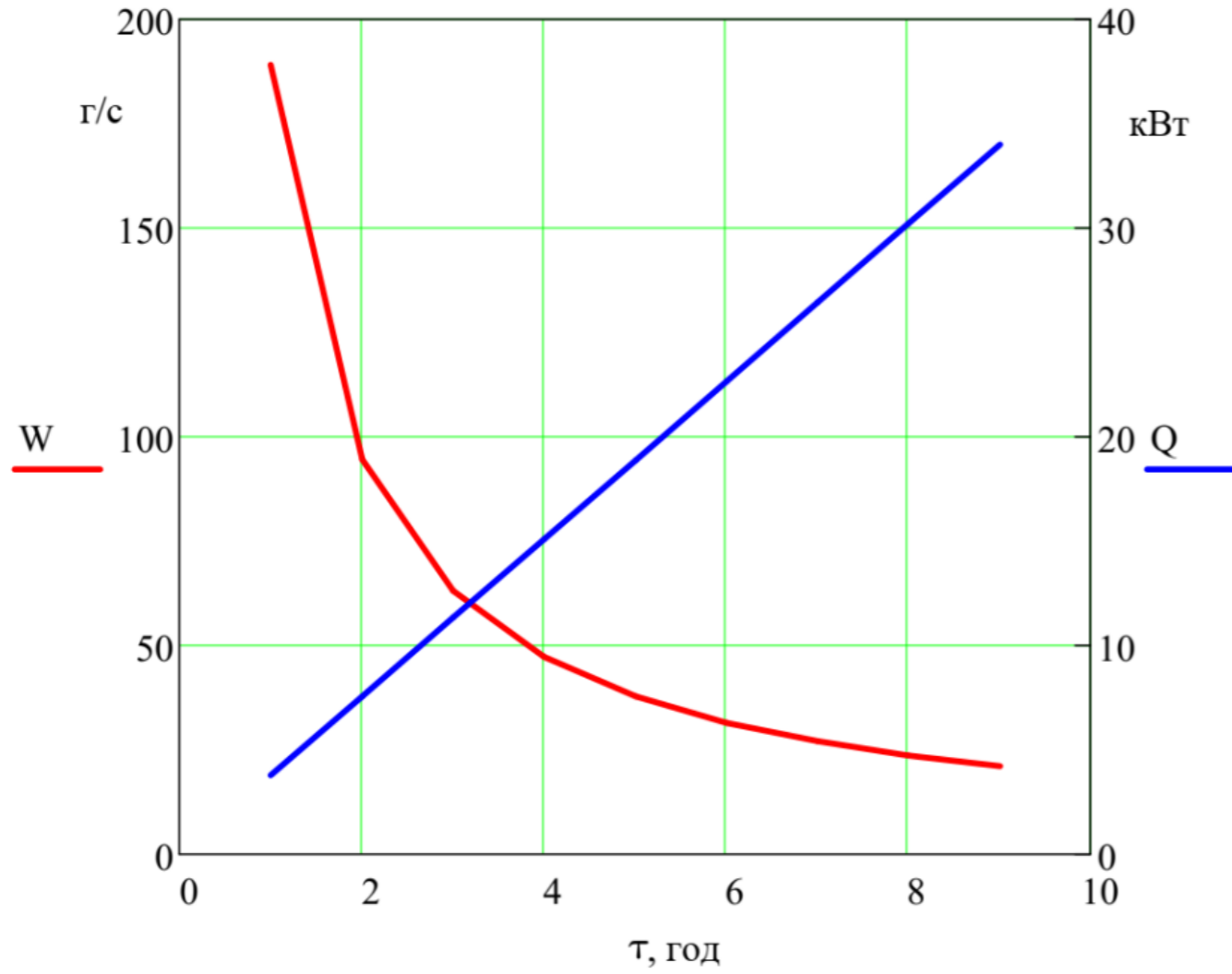
Подп. и дата

Инд. № дѣл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.



				08-11.МКР.009.12.00.000Т9				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Графічні залежності	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Мазур В.І.							1:1
Проб.	Співак О.Ю.					Лист	Листов	1
Т.контр.	Співак О.Ю.					TE-19M3		
Опонент	Дудар І.Н.					Формат А3		
Н.контр.	Співак О.Ю.							
Утв.	Ткаченко С.И.				Копіровал			