Вінницький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут будівництва, теплоенергетики та газопостачання

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра теплоенергетики

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

**Пояснювальна записка**

до бакалаврської дипломної роботи

бакалавр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Модернізація теплової схеми   
зерносушарки ДСП-24»

Виконала: студентка 4 курсу, групи ТЕ-10

напряму підготовки   
6.050601 – теплоенергетика

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Іщенко К. О.

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н. доц. Співак О.Ю.

(прізвище та ініціали)

Рецензент\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2014 рік

ЗМІСТ

*Зм.*

# Лист

№ докум.

# Підпис

# Д

# ата

*Аркуш*

5

08-11.БДР.003.00.000 ПЗ

*Розроив*

Іщенко К.О.

*Перевірив*

Співак О. Ю

анов Д.В.

*Реценз.*

*Н. Контр.*

Співак О. Ю

*Затверд.*

Ткаченко С. Й.

Модернізація теплової схеми   
зерносушарки ДСП-24

*Аркушів*

65

ВНТУ гр. ТЕ-10

[Вступ 5](#_Toc390809130)

[1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ПО СУШІННЮ ЗЕРНА 7](#_Toc390809131)

[2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ СУШАРКИ ДСП-24 12](#_Toc390809132)

[2.1 Аналіз вихідних даних 12](#_Toc390809133)

[2.2 Робочі параметри сушарки 12](#_Toc390809134)

[2.3 Побудова теоретичного процесу на h – d діаграмі 12](#_Toc390809135)

[2.4 Розрахунок матеріального балансу сушарки 13](#_Toc390809136)

[2.5 Розрахунок теплового балансу сушарки 14](#_Toc390809137)

[2.6 Підбір допоміжного обладнання 22](#_Toc390809138)

[3 РОЗРОБКА ТОПКИ ДЛЯ СУШАРКИ ДСП-24 26](#_Toc390809139)

[3.1 Тепловий розрахунок топки. Початкові дані 26](#_Toc390809140)

[3.2 Об’єми та ентальпії повітря та продуктів згорання 26](#_Toc390809141)

[3.3 Тепловий баланс і витрата палива 29](#_Toc390809142)

[3.4 Аеродинамічний розрахунок топки 31](#_Toc390809143)

[4 РОЗРОБКА ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ СХЕМИ СУШАРКИ ДСП-24 37](#_Toc390809144)

[4.1 Аналіз об’єкту проектування і конструктивний розрахунок пластинчастого теплообмінника 37](#_Toc390809145)

[4.2 Математична модель теплообмінника 38](#_Toc390809146)

[4.3 Розрахунок процесу змішування 46](#_Toc390809147)

[4.4 Підбір допоміжного обладнання 48](#_Toc390809148)

[5 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СУШАРКИ 49](#_Toc390809149)

[6 ОХОРОНА ПРАЦІ 53](#_Toc390809150)

[6.1 Аналіз умов праці 53](#_Toc390809151)

[6.2 Карта умов праці 56](#_Toc390809152)

[6.3 Розрахунок віброізолятора 57](#_Toc390809153)

[Висновки 62](#_Toc390809154)

[Перелік посилань 63](#_Toc390809155)

[Додаток А – Технічне завдання 65](#_Toc390809156)

[Додаток Б – Результати розрахунку математичної моделі 68](#_Toc390809157)

Додаток В – Розрахунок багатоваріантного аналізу…………………………..70

[Додаток Г – Тепловий баланс та витрата палива 72](#_Toc390809158)

[Додаток Д – Розрахунок конструктивних елементів теплообмінника 77](#_Toc390809159)

[Додаток Е – Техніко-економічні показники 83](#_Toc390809160)

Вступ

Історія Уманського елеватора веде свій відлік з 1944 року, коли декілька зерноскладів були об'єднані у реалізаційну базу хлібопродуктів. У 1969 році запрацював новозбудований елеватор, а в 1970 році було утворене підприємство «Уманський елеватор».

Основним напрямком діяльності філії є надання послуг із приймання, доведення якості до базисних кондицій, зберігання і відвантаження зернатанасіння олійних культур.

Загальна робоча зернова місткість філії «Уманський елеватор» складає 88,3 тис. тонн, в тому числі елеваторна – 56 тис. тонн, складська – 32,3 тис. тонн.

Основні культури зберігання: пшениця, кукурудза, ячмінь, ріпак, соняшник.

Потужності філії з приймання/відвантаження зерна:

приймання з залізничного транспорту – 1500 т/добу;

приймання з автомобільного транспорту – 6000 т/добу

відвантаження на залізничний транспорт – 1500т/добу;

відвантаження на автотранспорт – 1600т/добу.

Під сушінням розуміють сукупність термічних і масообмінних процесів у поверхні (зовнішня задача) і всередині (внутрішня задача) вологого матеріалу, сприяють його зневоднення. Зневоднення матеріалів, в тому числі і сушка, призначається для поліпшення їх якості та довговічності, наприклад при сушінні деревини, збільшення теплотворення при сушінні палива, можливості тривалого зберігання при сушінні харчових продуктів і т.д. Тому в ряді випадків сушка супроводжується структурно-механічними, хімічними, біохімічними, реологічними змінами висушу вального матеріалу.

Швидкість протікання цих процесів, ступінь їх завершеності залежить не тільки від способу підведення теплоти до матеріалу, а й від режиму сушіння.

У топках зерносушарок, що працюють на твердому паливі, використовують головним чином кам'яне вугілля. З рідкого палива застосовують переважно тракторний гас, дизельне паливо, рідше солярне масло.

Кам'яне вугілля залежно від хімічного складу поділяють на «жирні» і «сухі». До «жирних» відносять вугілля із значним вмістом водню, який у процесі згоряння при з'єднанні з вуглецем палива виділяє велику кількість летючих речовин (вуглеводнів). До «сухих» відносять вугілля з незначним вмістом водню. Кам'яні вугілля поділяють на антрациту кам'яні вугілля й бурі.

Антрацити містять невелику кількість водню (1 ... 3%) і кисню (2 ... 4%) і значна кількість вуглецю (94 ... 95%). Вони нездатні до самозаймання. Це кращі вугілля для сушіння. У кам'яних вугіллі більше водню (5%) і кисню (9%) і менше вуглецю (80%). Їх широко застосовують у зерносушіння. Бурі вугілля відрізняються від решти вугілля найменшою кількістю вуглецю (60 ... 70%) і значною кількістю води. Такі вугілля непридатні для зерносушіння.

Так як Україна є однією з найбільш енергоємних країн у світі, необхідно розробляти альтернативні джерела палива для теплоенергетичних установок. В Україні споживання первинних енергоносіїв не змінювалось на протязі останніх декількох років. Первинне споживання електроенергії у 2005 році складало 205,2 млрд кВт/г. Приблизно 79% від загально спожитої в Україні у 2005 році енергії було вироблено з викопного палива, такого як вугілля, нафта та природний газ.

У Європейському Союзі споживання біомаси за декілька останніх років збільшилось. Україна виявляє підвищений інтерес до відновлювальної енергії. Комітет з енергетики Парламенту України узяв на себе зобов’язання здійснювати координацію підготовки енергетичної стратегії України на період до 2030 року, яка включає розділ, присвячений відновлювальним джерелам енергії.

Метою роботи є модернізація теплової схеми зерносушарки ДСП-24 з метою підвищення енергоефективності всього комплексу і переведення його на альтернативний непоновлювальний вид палива.

Для досягненняданої мети необхідно розвязати такі завдання:

* розрахувати модернізовану теплову схему;
* розробити топку;
* розробити навісний теплообмінник для утилізації теплоти відхідних газів.

# 1 Аналітичний огляд літературних джерел по сушінню зерна

Сушінням називають процес видалення вологи з матеріалу в результаті чого в ньому збільшується вміст сухих речовин.

Процес сушіння використовується в багатьох технологічних процесах промисловості. Об’єктами сушіння можуть бути різноманітні матеріали на різних стадіях їх переробки . Метою сушіння є покращення фізико механічних властивостей матеріалу або надання нових, зниження його ваги покращення транспортабельності матеріалу.

Види сушіння:

– кондуктивне сушіння грунтується на передачі тепла висушуваному продукту шляхом контакту з нагрітою поверхнею. Сушильні установки, що працюють на цьому способі сушки, металоємні, відносяться до середнього класу складності харчового машинобудування.

– сушіння сублімацією базуються на видаленні вологи з продуктів в замороженому стані в умовах глибокого вакууму. Установки сублімаційної сушки технічно складні, вимагають поєднання техніки глибокого вакууму і холодильної техніки і відносяться до вищого класу складності харчового машинобудування.

– конвективне сушіння грунтується на передачі тепла висушуваному продукту за рахунок енергії нагрітого сушильного агента (повітря або парогазової суміші). Спосіб широко використовується для сушки харчових продуктів. Сушильні установки, що працюють на цьому способі, прості в пристрої і мають середні показники металоємності.

– сушіння струмами високої і надвисокої частоти. Оброблюваний продукт поміщають в поле високої або надвисокої частоти, диполі молекул продукту приходять в коливальний рух, таким чином енергія електромагнітних хвиль переходить в теплоту.

– радіаційне сушіння, найбільш розповсюдженим варіантом радіаційного сушіння є сонячне. Випаровування і переміщення вологи відбувається під впливом перепаду температур і парціальних тисків водяної пари на поверхні каоліну і в навколишньому середовищі [1].

В даній бакалаврській дипломній роботі розраховується конвективна сушарка для сушіння кукурудзи. Перевагами такої сушарки є висока якість висушеного матеріалу, простота конструкції, низький рівень обслуговуючого персоналу.

По своїй фізичній суті сушіння є складним дифузійним процесом, швидкість його визначається швидкістю дифузії вологи із глибини висушуваного матеріалу до поверхні, а потім в оточуюче середовище. Видалення вологи при сушінні зводиться до переміщення тепла (вологи) всередині матеріалу, його перенос з поверхні матеріалу до оточуючого середовища. Таким чином, процес сушіння є доповненням взаємопов”язаних процесів тепло- та масопередачі (вологообміну).

По способах підводу тепла до вусушуваного матеріалу розрізняють види сушіння:

1) конвективне сушіння – шляхом безпосереднього дотику висушуваного матеріалу з сушильним агентом, ним може бути нагріте повітря або топкові гази (в суміші з повітрям);

2) контактне сушіння – шляхом передачі тепла від теплоносію до матеріалу через розділяючу стінку;

3) радіаційне сушіння – передача тепла інфрачервоного випромінювання;

4) діелектричне сушіння – шляхом нагрівання в електромагнітному висо кочастотному полі;

5) сублімаційне сушіння – сушіння в замороженому стані при глибокому вакуумі. По способу передачі тепла цей вид сушіння аналогічний контактному сушінні, але своєрідність процесу дозволяє виділити цей вид сушіння в окрему групу.

Шахтні сушарки працюють за принципом неперервної дії і застосовуються для сушіння фруктів, овочів, зерна, соломи тощо. Сушарка має камеру, всередині якої матеріал, що висушується, переміщується за рахунок сил тяжіння. Сушку виконують підігрітим повітрям чи сумішшю його з топковими газами при температурі суміші 60 – 170 °С [2].

Зерносушилка ДСП - 24 має дві шахти і загальну розподільну камеру, розташовану між ними. Висота шахт 12,6 м, ширина 1 м і довжина 3,25 м.

Шахти складаються з сушильної і охолоджувальної камер. Сушильна камера по висоті розділена на дві зони, відповідні щаблях сушки, в кожну з яких теплоносій ( газова суміш ) подається окремими вентиляторами з різною температурою. Підвідні і відводять короба розташовані через один горизонтальними рядами. Під сушильної і охолоджувальної камерами встановлені затвори, влаштовані так само, як в зерносушарках ВТІ .

У розподільних камерах зерносушарок ДСП - 24 на висоті охолоджувальної камери шахти, а також на рівні між першою і другою зонами сушіння влаштовують горизонтальні залізобетонні перегородки, призначення яких не допустити змішування теплоносія з холодним повітрям і змішування двох потоків теплоносія, що подається в першу і другу зони сушки з рівними температурами.

Газова суміш нагнітається в першу зону сушіння вентилятором середнього тиску ВРС № 12, а в другу - вентилятором ВРС № 8. Зовнішнє повітря для охолодження зерна нагнітають в розподільну камеру вентилятором ВРС № 10. Відпрацьовані газова суміш і повітря при виході з коробів надходять у відвідні камери з щільно закриваються дверима, звідки через жалюзійні отвори в стіні виходять назовні [3].

Збільшення площі посіву кукурудзи на зерно (а також для змішаних посівів) вимагає правильного планування збіру врожаю, щоб за допомогою найефективнішого використання техніки якомога швидше завершити жнива.

Знаючи дату посіву та сорт зерна врожайність можна спрогнозувати завчасно. Цього плану потрібно дотримуватися якомога точніше, інакше доведеться змістити всю послідовність операцій на непроплачений рік.

З іншої сторони, в вас є контракти по поставках, які підписуються заздалегідь. З факторів ризику не слід викидати і погоду.

В Європі багато виробників все-ще сподіваються на сухе літо, коли зерно можна відразу звозити на склад.

Але в такому випадку ви повністю залежите від погоди і ставите на карту весь свій врожай і взагалі весь ваш бізнес. Особливо неприємно дізнаватися з прогнозів про дощі за декілька днів до офіційного початку жнив. Своєчасний збір врожаю в поєднанні з потужною технікою для сушіння дозволить вам більше не залежати від примх погоди.

Зростання потужності комбайнів та іншої техніки для збору врожаю призвело до того, що жнива тепер тривають в деяких місцях менше 14 днів. Тому зберігається і тенденція до збільшення продуктивності техніки для сушіння. Перевізні легко замінні системи дозволяють більш гнучко пристосовуватися до потреб ринку [5].

Технологія сушіння

Сушіння кукурудзи здійснюється з допомогою гарячого повітря. Цей класичний спосіб досить простий і дозволяє дозволяє сушити якісно і аккуратно, тому він і набув найбільшого розповсюдження. Інвестиційні і експлуатаційні кошти порівняно з іншими методами (наприклад, зберігання при низькій температурі, в вакуумі чи променеве сушіння) набагато нижчі [5].

Генератор теплого повітря

Існують декілька варіантів прямого та непрямого нагрівання повітря для сушарки [6]. Сучасні сушильні агрегати характеризуються особливо чистим спалюванням використовуваного пального. Продуктами горіння майже повністю складаються з водяної пари та діоксину вуглецю, які входять до складу повітря. При прямому спалюванні продукти горіння змішуються в пропорції 60 до 1 з свіжим повітрям і подаються в сушарку.

Багато інвесторів вважають [6], що сушарка з дизельним пальником має працювати з непрямим нагрівачем повітря. При непрямому нагріванні продукти горіння видаляються через димар і з нагрітим свіжим повітрям не змішуються. А свіже повітря нагрівається через теплообмінник.

Порівняння двох систем систем (пряме і непряме нагрівання) дає змогу зрозуміти принцип їх роботи.

При прямому спалюванні гарячі продукти горіння відразу змішуються з функціональним повітрям сушарки. Таким чином ефективність передачі теплової енергії досягає 100%. Прямий нагрівач повітря складається з зовнішнього корпусу, проміжної термозахисної оболонки та відкритої камери горіння з термостійкої сталі в центрі установки [6].

Схема роботи прямого нагрівача повітря (на дизельному паливі)

При непрямому нагріванні повітря камера спалювання і продукти горіння відокремлені від каналу гарячого повітря. Непрямий нагрівач складається з зовнішнього корпусу, проміжної термозахисної оболонки і закритої камери горіння з газовідвідним димарем з термостійкої сталі. На замовлення встановлюють також непрямі нагрівачі, які з допомогою кількох нескладних маніпуляцій пере налаштовуються на пряме згоряння [7].

Головною особливістю сушіння зерна кукурудзи є його низька вологовіддача порівняно із зерном інших зернових культур. Інтенсивність вологообміну зерна різних сортів кукурудзи неоднакова, оскільки залежить від розмірів зернин, їх форми, фізичної будови, хімічного складу. Питома поверхня випаровування зерна кукурудзи вдвічі менша, ніж зерна пшениці. Щільна оболонка зерна кукурудзи утруднює процес випаровування. Волога, проникаючи в зерно переважно через зародок, нерівномірно розподіляється по всіх частинах зернів­ки. Тому під час сушіння виникають неоднакові внутрішні напру­ження, які призводять до різної усадки тканин і утворення в ендоспермі внутрішніх тріщин, які не порушують цілісності оболонок.

Стрижні качанів кукурудзи завжди вологіші, ніж зерно, але під час сушіння інтенсивніше випаровують вологу, ніж зерно.

Качани кукурудзи сушать, як правило, у нерухомому шарі. Насип качанів, очищених від обгорток, має хорошу шпаруватість, що полегшує циркуляцію повітря, яке подається під тиском чи завдяки припливно-витяжній природній вентиляції — протягів. Тому є багато способів сушіння насінної кукурудзи в качанах: у камерних сушарках заводського типу; в засіках; на майданчиках; під навіса­ми; активним вентилюванням; в сапетках.

Після висушування качани на деякий час залишають у камері, де відбуваються перерозподіл вологи та вирівнювання вологості всієї маси, оскільки негайне охолодження викликає утворення тріщин в зернах.

Висота насипу кукурудзи має бути такою, щоб ефективність ви­користання повітря була максимальною і не було непродувних зон.

Зерно продовольчої кукурудзи сушать за більш жорстких режимів, для чого використовують шахтні сушарки типу ДСП-32, тобто такі, де можна підтримати певний режим: нагрівання зерна не вище 50 °С, температура теплоносія не вище 130 °С і 110 °С при сушінні кукурудзи відповідно для переробки та зберігання. Для насіння кукурудзи вологістю вище 22 % застосовують двоступінчастий режим сушіння [8].

Найважливішим параметром процесу сушіння є температура агента сушіння та нагрівання зерна. Відхилення в температурі агента сушіння від заданих норм не повинно перевищувати ± 3 °С, а температура нагрівання зерна ± 2 °С.

Температуру агента сушіння вимірюють у нагнітальній камері перед вхідними отворами підвідних коробів. Вимірювання проводять через кожні 30 хв за допомогою встановлених на сушарці електро-термометрів, покази яких записують у журналі оператора через кожні 2 год.

Температуру зерна визначити складніше, ніж температуру агента сушіння. В перші години роботи сушарки температуру насіння перевіряють через кожні 10-15 хв, відбираючи проби зерна при виході його з камери нагрівання. Регулюють температуру відкри­ванням дверець впуску повітря або піддувальних дверець. Після встановлення режиму сушіння температуру зерна вимірюють не рідше як через кожні 2 год.

У сучасних шахтних сушарках температуру нагрівання зерна контролюють за допомогою датчиків дистанційних термометрів, які встановлюють у підсушувальному бункері. Однак такий контроль дає тільки орієнтовні результати.

Після охолоджувальної колонки перевіряють також температуру зерна (вона може бути на 8 - 10 °С вищою за температуру навколишнього середовища), а також якість зерна за такими органолептичними показниками, як колір, блиск, наявність сторонніх запахів. При порушенні режимів сушіння зерно може запаритись, окремі зернівки можуть підгоріти, обвуглитись, потемніти, містити сажу й мати запах диму.

Продуктивність сушарок визначається різними показниками: масою сирого зерна, що надходить у сушарку; кількістю випаровуваної вологи в кілограмах за годину; тонно-процентах зниження вологості та ін.

Масу зерна і продуктивність сушарок виражають у натуральному (умовному) обчисленні — планових одиницях. Планова одиниця сушіння (планова тонна) — це зниження вологості однією тонною продовольчого зерна пшениці на 6 % (з 20 до 14 % вологості). План сушіння, виробіток сушарок при оцінці ефективності їх роботи, оплату за роботу слід розраховувати, виходячи з планових одиниць [9].

# РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ СУШАРКИ ДСП-24

2.1 Аналіз вихідних даних

Підприємство має можливість приймати зерно у обсязі 8 000 тонн на добу, очищати – 2 500 тонн за добу; сушити – 1050 тонн на добу. Загальна ж потужність зерносушарок становить 128 планових тонн за годину. Всі зерносушарки газифіковані.

2.2 Робочі параметри сушарки

* видатність кукурузи G=24 т/год;
* температура холодного повітря tхп =10 оС;
* вологовміст матеріалу до і після сушіння відповідно w1=20 %, w2=13 %;
* температура сушильного процесу tсуш =93 оС;
* теплоємність матеріалу Св=1,86 кДж/(кг·оС);
* теплоємність зовнішнього повітря при tхп=10 оС, Сп=1,005 кДж/(кг·оС);
* вологовміст зовнішнього повітря d1=0,065 кг/кг;
* відносна вологість зовнішнього повітря φ=80 %;
* швидкість повітря в сушарці ω=4 м/с;
* параметри теплоносія на вході t1=105 оС;
* параметри теплоносія на виході t2=65 оС;
* повна витрата палива В=0,3 кг/с.

-витрата теплоти на випаровування 1 кг вологи q1=2254 кДж/кг.

## 2.3 Побудова теоретичного процесу на h – d діаграмі

За початковими даними d0, t0 на h–d діаграмі знаходимо точку 0, за даними d1, t1 на h–d діаграмі знаходимо точку 1 яка є початком робочого процесу перед сушильною камерою та визначають ентальпію сушильного агента на вході в сушарку h1. Далі на перетині сталої ентальпії h1=h2 та температури t2 будуємо точку 2, звідси визначаємо невідомий параметр, тобто вологовміст d2. Робочі параметри процесу сушіння наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Робочі параметри процесу сушіння

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметри | Розмірність | точ. 0 | точ. 1 | точ. 2 |
| Вологовміст | г/кг | 6,5 | 6,5 | 20 |
| Ентальпія | кДж/кг | 27 | 118 | 118 |
| Температура | 0С | 10 | 105 | 65 |

Процес сушіння у теоретичній сушарці представлено на рисунку 2.1.



Рисунок 2.1 – Процес сушіння у теоретичній сушарці

## 2.4 Розрахунок матеріального балансу сушарки

Кількість матеріалу, що надходить у сушарку

 (2.1)

 (т/год).

Кількість висушеного матеріалу

, (2.2)

 (т/год).

Кількість випаруваної вологи

, (2.3)

 (т/год).

Секундна кількість випаруваної вологи

Wc=W/3,6, (2.4)

Wc=1,68/3,6=0,476 (кг/c).

Питома витрата сухого повітря на 1 кг випаруваної вологи

, (2.5)

 (кг/кг).

Загальна витрата повітря

, (2.6)

. (кг/с).

## 2.5 Розрахунок теплового балансу сушарки

Витрати теплоти з видаленням відпрацьованого повітря [2]

, (2.7)

де Сп – теплоємність зовнішнього повітря;

(кДж/кг).

Температура матеріалу на виході з сушарки залежить від параметрів повітря у сушарці та від кінцевої вологості матеріалу. Дана температура становить на 5…15 оС менше за температуру повітря на вході, тобто

tм1 = t1 – (5…15), (2.8)

tм2 = 115 – 15 = 100 (оС),

Витрати теплоти на нагрів матеріалу

 , (2.9)

де G2 – кількість висушеного матеріалу, кг/год;

С2 – теплоємність висушеного матеріалу при вологості w2, кДж/(кг·К) [3];

tм1, tм2 – відповідно температура метеріалу на вході і на виході з сушарки, оС;



Визначаємо відповідно площі стін, стелі та підлоги

– площа стін

+2·В·Н , (2.10)

де А– довжина сушарки, м;

Н– висота сушарки, м;

 (м2),

– площа стелі

, (2.11)



де В – ширина сушарки, м;

Fс= 8,224·3,25=26,73 (м2).

Площа стелі дорівнює площі підлоги, тобто Fп = Fс = 26,73 (м2).

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі до стінки сушарки (рис. 2.2).

За завданням швидкість сушильного агента біля стінок сушарки ω=4 м/c.



Рисунок 2.2 – Стінка сушарки

де δ1 – товщина шару сталі, 2 мм;

λал  – теплопровідність сталі, 45 Вт/(м·К);

δ2– товщина шару мінвати, 100 мм;

λп – теплопровідність мінвати, 0,047 Вт/(м·К).

Знаходимо визначальну температуру, тобто температуру сушильного процесу

tср= , (2.12)

tср = (°C).

З таблиці теплофізичних властивостей сухого повітря визначаємо основні параметри [4]:

– коефіцієнт кінематичної в′язкості ν=22,10·10-6 м2/с;

– коефіцієнт теплопровідності λ=3,13·10-2 Вт/(м⋅К);

– критерій Прандтля Pr = 0,69.

Приймаємо температуру стінки всередині сушарки tст = 88°C і температуру зовнішньої стінки tз= 20 °C.

Критерій Рейнольдса для вимушеної течії

, (2.13)

де l\*– визначальний розмір камери сушки, приймаємо ширину камери сушки, тобто l\*=В=1 м;

Re = 

.

Критерій Нуссельта

Nu=0,66·Re0,5 Pr0,33, (2.14)

Nu=0,66·1809950,5·0,690,33 =248.

Коефіцієнт тепловіддачі за рахунок вимушеної конвекції

α1I =  , (2.15)

 = 7,8 Вт/(м2·К).

Радіаційний коефіцієнт тепловіддачі

α2II = , (2.16)

де ε – ступінь чорноти для сталі (прокатний лист)

α2II =  = 6 (Вт/(м2·К)).

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки сушарки

α2 = α2I+α2II , (2.17)

α2 = 7,8 + 6 = 13,8 (Вт/м2·К).

Температура приграничного шару холодного повітря зовні сушарки

tш = (tс+tхп) / 2, (2.18)

tш = (20+10)/2=15 (°C).

З таблиці теплофізичних властивостей сухого повітря визначаємо основні параметри [4]:

– коефіцієнт кінематичної в′язкості ν=14,71·10-6 м2/с;

– коефіцієнт теплопровідності λ=2,55·10-2 Вт/(м⋅К);

– критерій Прандтля Pr = 0,704.

Критерій Грасгофа

, (2.19)

.

Критерій Релея

Ra = Gr·Pr , (2.20)

Ra = 1,55·109·0,7=1,08·109.

Якщо 2·107< Ra <1·1013, то скористаємось наступним критеріальним рівнянням

Nu = 0,135·, (2.21)

.

Коефіцієнт тепловіддачі до навколишнього повітря конвекцією

, (2.22)



Радіаційний коефіцієнт тепловіддачі

, (2.23)

де ε – ступінь чорноти для сталі (прокатний лист);



Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки сушарки

α2 = α2I + α2II, (2.24)

α2=3,5 + 3 = 3,5 (Вт/м2·К).

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі

– через стінку сушарки

 (2.25)



– через стелю

kс=1,3·kб, (2.26)

kс=1,3·0,43=0,55 (Вт/(м2·К)).

Для підлоги коефіцієнт теплопередачі приймаємо k=0,4 Вт/(м2·К) [7].

Визначимо середньологарифмічний температурний напір

– більший

Δtб = t1 – tхп , (2.27)

Δtб = 105 – 10 = 95 (°C),

– менший

Δtм = t2 – tхп , (2.28)

Δtм = 65 – 10 = 55 (°C),

Середньологарифмічний температурний напір

, (2.29)



Втрати теплоти через стінки сушарки

Qб = kб·Fб· Δtср, (2.30)

Qб=0,43·69,9·73,2=2814 (Вт).

Втрати теплоти через стелю сушарки

Qс=kс·Fс· Δtср , (2.31)

Qс=0,55·26,73·73,2=1076 (Вт).

Втрати теплоти через підлогу сушарки

Qп=kп·Fп· Δtср, (2.32)

Qп=0,4·26,73·73,2=783 (Вт).

Сумарні втрати теплоти

q4= (Qб+ Qс+ Qп ) /Wc, (2.33)

q4= (2814+1076+783)/0,476 =9,8(кДж/кг).

Для стаціонарного режиму роботи сушарки безперервної дії приймаємо втрати теплоти на нагрів cушарки q5 = 0 (кДж/кг) [8].

Сума всіх втрат теплоти

q∑ = q1+ q2+ q3+ q4+ q5, (2.34)

q∑ = 2254 + 4094 + 2702 + 9,8 = 9060 (кДж/кг).

Розрахунок потужності сушарки

Qс= q∑·W / 3600,(2.35)

Qс=9060·1,68/3,6=4228 (кВт).

ККД сушарки

η = q1·100 / q∑  (2.36)

η = 2254·100 / 9060 = 24,8 %



Рисунок 2.3 – Дійсний процес в сушарці

Витрата умовного палива в сушарці

, (2.37)

(кг/с).

Витрата робочого палива в сушарці

, (2.38)

(кг/с).

Річна витрата палива

, (2.39)

де τс – максимальний період сушіння, 124 днів;

(кг/рік).

2.6 Підбір допоміжного обладнання

Згідно з паспортними даними нормативні втрати тиску в зонах сушіння наступні:

* перша зона сушіння ΔР1 = 360 Па;
* друга зона сушіння ΔР2 = 360 Па;
* для охолодження продукту ΔР = 640 Па

Середня температура повітря, оС

 , (2.40)

(оС).

Густина сухого повітря при даній температурі складає 0,986 кг/м3 [7]. Густину вологого повітря визначимо розрахувавши середній вологовміст.

, (2.41)

.

Густина вологого повітря

ρвп = ρсп(1+d)/(1+1,61⋅d), (2.42)

ρвп = 0,986(1+0,01325)/(1+1,61⋅0,01325)=0,978 (кг/м3).

Необхідна подача вентилятора

, (2.43)

 (м3/год).

Для встановлення приймаємо 2 вентилятори, тоді необхідна подача одного вентилятора, м3/год

 [м3/год], (2.44)

 (м3/год).

На всмоктувальній лінії вентилятора встановлений компактний теплообмінник, аеродинамічний опір якого по даному теплоносію складає 1263 Па. Геометричні характеристики лінії всмоктування і нагнітання представлені в таблиці 2.2.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Назва лінії | Кількість поворотів на 900 | Кількість поворотів на 450 | Діаметр каналу | Загальна довжина каналу |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | Всмоктувальна лінія | 2 | 1 | 1600 | 4,5 |
| 2 | Нагнітальна лінія  (2 лінії) | 1 | 3 | 1400 | 8,2 |

Таблиця 2.2 – Геометричні характеристики ліній вентилятора [13]

Коефіцієнти місцевих опорів[5]

* Поворот на 900 ζ = 1,19;
* поворот на 450 ζ = 0,318;
* вхід в канал ζ = 0,5;
* вихід з каналу ζ = 1;
* трійник ζ = 1.

Коефіцієнт гідравлічного тертя згідно рекомендацій [6] приймаємо для всмоктувального і нагнітального повітропроводів 0,019.

Швидкості в каналах

* всмоктувальному

, (2.45)



* нагнітальному

, (2.46)



Сумарні втрати тиску в повітропроводах

* всмоктувальному

, (2.47)



* нагнітальному

, (2.48)



Сумарні втрати тиску в каналах

ΔР∑ = ΔРв + ΔРн·2 + ΔР1+ΔР2, (2.49)

ΔР∑ = 647+ 328·2 + 360 + 360 = 2023 (па)

Отже, для встановлення приймаємо вентилятори ВЦ 4-76-10Ж. Вентилятори ВЦ 4-76 відцентрові проводять одностороннє всмоктування перероблюваного повітря і газових сумішей. Конструкція виконана у формі спірального корпусу, який можна повертати під потрібним кутом, двигуна і робочого лопаткового колеса - його обертання передбачено і в правому, і в лівому напрямку[13].

Характеристика вентилятора представлена в таблиці 2.3. Загальний вигляд вентилятора представлений на рисунку 2.4.

Таблиця 2.3 – Робочі характеристики вентилятора ВЦ 4-70 №16

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Індекс  венти-  лятора | Частота  обертання  робочого  колеса  (об/хв) | Потужність (кВт) | Подача  повітря  (м3/год) | Повний  тиск  (Па) | Максимальна  температура переміщення повітря  (ºС) |
| ВЦ 4-70 | 1140 | 45 | 30000  70000 | 2270-1200 | 160  200 |

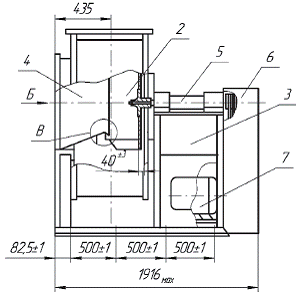
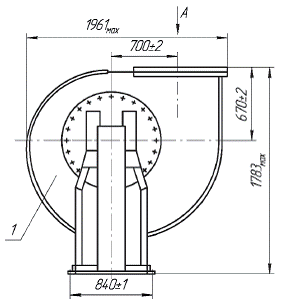


Рисунок 2.4 – Загальний вигляд вентилятора ВЦ 4-76-10Ж

1 – корпус, 2 – робоче колесо, 3 – станина, 4 – колектор, 5 – вузол вала, 6 – огородження, 7 – електродвигун.

Висновки до розділу

В результаті розрахунку встановили, що необхідна потужність теплогенератора 4,3 МВт, а ККД сушарки складає 24,8 %. Доцільним буде запропонувати теплогенератор до сушарки на місцевому паливі.

1. РОЗРОБКА ТОПКИ ДЛЯ СУШАРКИ ДСП-24

## 3.1 Тепловий розрахунок топки. Початкові дані

В якості палива обране кам’яне вугілля з родовища "Донецький басейн" сласу ППм. Елементарний склад палива наведений в таблиці 3.1 [14].

Таблиця 3.1 – Склад палива

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Wр , % | Ар , % | Sр , % | Ср, % | Hр, % | Nр , % | Ор , % | Сумма, % |
| 14,0 | 22,3 | 3,9 | 44,8 | 3,4 | 1,0 | 7,1 | 100 |

* 1. Об’єми та ентальпії повітря та продуктів згорання

Теплота згорання палива

 (3.1)

(МДж/кг)

Теоретична кількість повітря

 (3.2)

 (м3/кг)

Теоретичний об’єм триатомних газів

 (3.3)

, (м3/кг)

Теоретичний об’єм азоту

, (3.4)

, (м3/кг)

Теоретичний об’єм водяних парів

, (3.5)

( м3/кг)

Характеристики продуктів згорання розраховані за [1] і наведені в   
табл. 3.2. Коефіцієнт надлишку повітря в топці прийнятий на основі експлуатаційних даних в розмірі 1,6.

Розрахунки характеристик газів.

Дійсний об'єм водяної пари, м3/кг

, [м3/кг] (3.6)

, (м3/кг)

Дійсний об'єм димових газів, м3/кг

, [м3/кг] (3.7)

, (м3/кг)

Об'ємна частка триатомних газів

rRO2= VRO2 / Vг (3.8)

rRO2= 0,863/8,182 = 0,105

Об'ємна частка водяної пари

rH2O=VH2O / Vг (3.9)

rH2O = 0,671/8,182 = 0,082

Сумарна частка триатомних газів

rn= rRO2+ rH2O (3.10)

rn = 0,105 + 0,082 = 0,187

Таблиця 3.2 – характеристики продуктів згорання в газоходах

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Величина | Одиниці вимірювання | Значення |
| 1 | 2 | 3 |
| Коефіцієнт надлишку повітря |  | 1,6 |
| Дійсний об'єм водяної пари, VH2O | м3/кг | 0,671 |
| Дійсний об'єм димових газів, Vг | м3/кг | 8,182 |
| Продовження таблиці 3.2 | | |
| 1 | 2 | 3 |
| Об'ємна частка триатомних газів |  | 0,105 |
| Об'ємна частка водяної пари |  | 0,082 |
| Сумарна частка триатомних газів |  | 0,187 |

Значення ентальпій теоретичного об’єму та продуктів згорання приведені в таблицях 3.3 та 3.4.

Таблиця 3.3 – Визначення ентальпій повітря та продуктів спалювання в залежності від температури

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Θ, 0С | 0,863 м3/кг  3,78 м3/кг  0,625 м3/кг  4,78 м3/кг | | | | |
| кДж/кг | кДж/кг | кДж/кг | кДж/кг | ,  кДж/кг |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 100 | 146,7 | 491,4 | 94,4 | 635,7 | 732,5 |
| 200 | 309,8 | 986,6 | 190,6 | 1276,3 | 1487,0 |
| 300 | 484,1 | 1485,5 | 290,0 | 1931,1 | 2259,7 |
| 400 | 668,0 | 1995,8 | 392,5 | 2595,5 | 3056,3 |
| 500 | 862,1 | 2517,5 | 498,1 | 3279,1 | 3877,7 |
| 600 | 1058,0 | 3046,7 | 606,3 | 3977,0 | 4711,0 |
| 700 | 1265,2 | 3587,2 | 719,4 | 4694,0 | 5571,8 |
| 800 | 1474,9 | 4142,9 | 837,5 | 5420,5 | 6455,2 |
| 900 | 1688,9 | 4713,7 | 955,6 | 6142,3 | 7358,2 |
| 1000 | 1906,4 | 5284,4 | 1081,3 | 6883,2 | 8272,1 |
| 1100 | 2127,3 | 5859,0 | 1207,5 | 7648,0 | 9193,8 |
| 1200 | 2352,5 | 6429,8 | 1336,3 | 8412,8 | 10118,6 |
| 1300 | 2576,9 | 7015,7 | 1470,0 | 9172,8 | 11062,6 |
| 1400 | 2805,6 | 7620,5 | 1603,8 | 9956,7 | 12029,8 |
| 1500 | 3033,4 | 8206,4 | 1743,1 | 10740,7 | 12983,0 |
| 1600 | 3262,1 | 8811,2 | 1881,9 | 11524,6 | 13955,2 |
| 1700 | 146,7 | 491,4 | 94,4 | 635,7 | 732,5 |
| 1800 | 309,8 | 986,6 | 190,6 | 1276,3 | 1487,0 |
| 1900 | 484,1 | 1485,5 | 290,0 | 1931,1 | 2259,7 |
| 2000 | 668,0 | 1995,8 | 392,5 | 2595,5 | 3056,3 |
| 2200 | 862,1 | 2517,5 | 498,1 | 3279,1 | 3877,7 |

Таблиця 3.4 – Ентальпії теоретичного об’єму повітря і продуктів згорання   
(І - ϑ таблиця)

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| ϑ °С | I0г, кДж/кг | I0пов, кДж/кг | Iг , кДж/кг |
| 100 | 635,7 | 732,5 | 1113,9 |
| 200 | 1276,3 | 1487,0 | 2252,8 |
| 300 | 1931,1 | 2259,7 | 3418,4 |
| 400 | 2595,5 | 3056,3 | 4613,6 |
| 500 | 3279,1 | 3877,7 | 5845,2 |
| 600 | 3977,0 | 4711,0 | 7097,1 |
| 700 | 4694,0 | 5571,8 | 8388,1 |
| 800 | 5420,5 | 6455,2 | 9707,6 |
| 900 | 6142,3 | 7358,2 | 11043,6 |
| 1000 | 6883,2 | 8272,1 | 12402,0 |
| 1200 | 7648,0 | 9193,8 | 13782,6 |
| 1400 | 8412,8 | 10118,6 | 15166,2 |
| 1600 | 9172,8 | 11062,6 | 16566,3 |
| 1800 | 9956,7 | 12029,8 | 18003,9 |
| 2000 | 10740,7 | 12983,0 | 19427,3 |
| 2200 | 11524,6 | 13955,2 | 20869,9 |

## 3.3 Тепловий баланс і витрата палива

Для теплового балансу необхідно розрахувати всі теплові потоки в топці і визначити коефіцієнт корисної дії топкового пристрою. Ескіз стін топки представлені на рисунку 3.1.

Для виконання розрахунку з ескізу і креслень визначаємо всі необхідні для розрахунку втрат теплоти через огородження параметри. Всі дані заносимо до таблиці 1.5. Так як фронтова стіна умовно складається з трьох різних за теплопередачею частин, то її розрахунок також ведем для цих частин окремо.

Для розрахунку також необхідні теплофізичні властивості шамотної, силікатної цегли і повітря, значення яких разом з розрахунком занесені в таблицю 3.6.

Розрахунок втрат теплоти та витрати палива, а також геометричні параметри стін топки представлені в додатку В

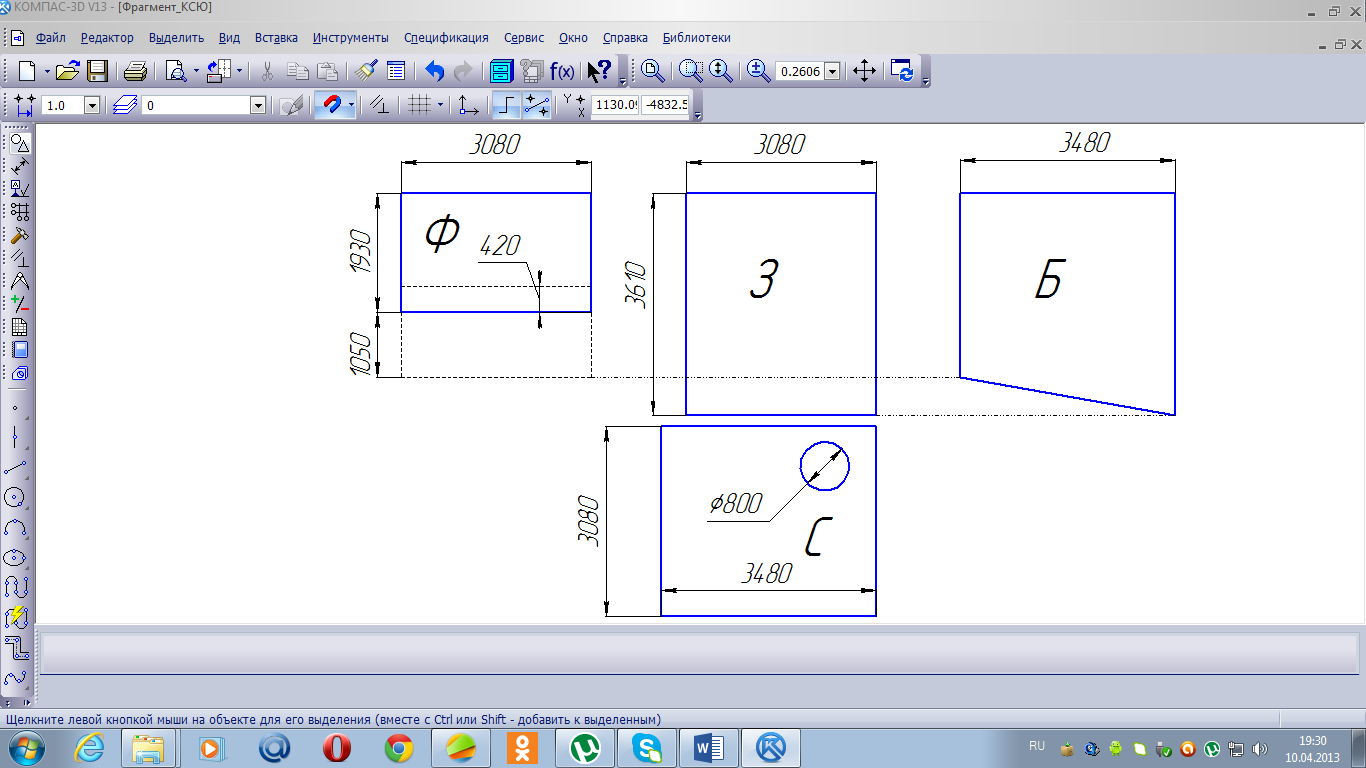


Рисунок 3.1 – Ескіз стін топкової камери

Оскільки розрахункова розбіжність менше 2,5%, то перерахунок не проводимо і приймаємо температуру газів на виході з топки ϑ″=1638 , а розбіжність для температури стін топкової камери складає 0,5 % то перерахунок не проводимо і приймаємо температуру внутрішніх стін топки 1607 .

3.4 Аеродинамічний розрахунок топки

Розрахунки проведені за методикою та рівняннями Нормативного Методу аеродинамічного розрахунку котлоагрегатів [7].

В якості палива обране кам’яне вугілля з родовища "Донецький басейн" сласу ППм. Елементарний склад палива наведений в таблиці 1.1.

За результатами теплового розрахунку початковими даними є:

1. витрата палива Bр = 0,35 кг/с;
2. теоретична витрата повітря V0 = 4,78 м3/кг;
3. дійсний об’єм димових газів Vг = 8,182 м3/кг;
4. коефіцієнт надлишку повітря α = 1,6;
5. температура повітря на вході в топку tхп = 30°С;

Об’єми газів та повітря Vг та V0 виражені в м3/кг при 0°С і 760 мм рт. ст.

Оскільки котел працює "під наддувом", то вважатимемо, що присмоктувань повітря немає.

Схема повітропроводів первинного і вторинного повітря представлена на рисунку 3.2.

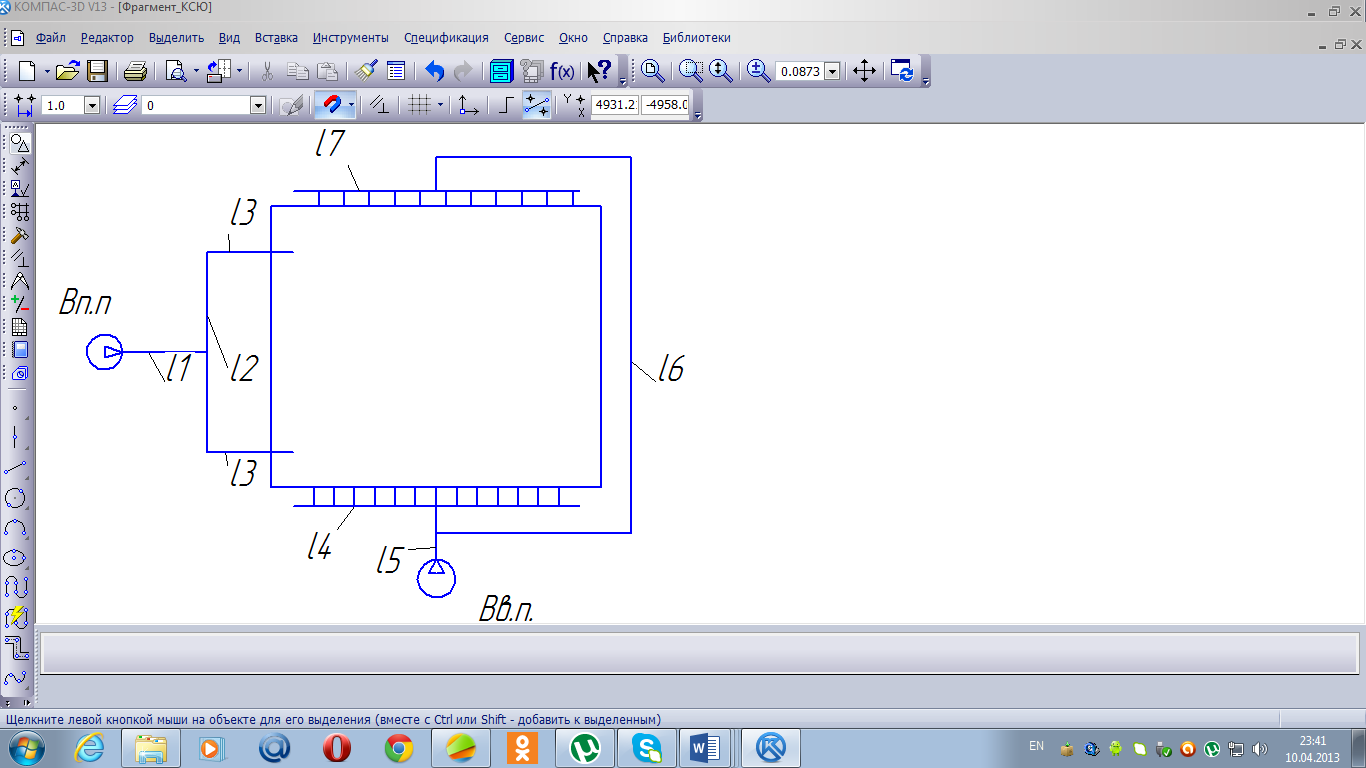


Рисунок 3.2 – Схема повітряного тракту топки

Для розрахунку повітряного тракту і вибору вентилятора визначаємо всі необхідні характеристики тракту і заносимо їх у таблицю 3.5.

Аеродинамічний розрахунок повітряного тракту наведений в таблиці 3.6 [7, 8].

Таблиця 3.5 – Геометричні характеристики повітряного тракту

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Величина | | Тракт | Розмір-ність | Чисельні значення | Діаметр |
| Найменування | Позна-чення |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |  |
| Основний повітропровід первинного повітря | *l1* | Первинне повітря | м | 2,8 | 0,5 |
| Роздаючий трубопровід первинного повітря | *l2* | Первинне повітря | м | 1,6 | 0,4 |
| Подаючі трубопроводи первинного повітря | *l3* | Первинне повітря | м | 1,3 | 0,4 |
| Подаючі колектори вторинного повітря | *l4, l7* | Вторинне повітря | м | 2,8 | 0,5 |
| Основний повітропровід вторинного повітря | *l5* | Вторинне повітря | м | 3,2 | 0,5 |
| Роздаючий трубопровід вторинного повітря | *l6* | Вторинне повітря | м | 9 | 0,4 |

Так як всмоктувальний повітропровід має еквівалентний діаметр 1 м, то швидкості в ньому є не великі і його аеродинамічним опором нехтують.

Таблиця 3.6 – Аеродинамічний розрахунок повітряного тракту

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Величина | | Формула або спосіб визначення | Розмір-ність | Чисельні значення |
| Найменування | Позна-чення |  |  |  |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Коефіцієнт запасу по продуктивності | β1 | Вибираємо [7] | - | 1,1 |
| Коефіцієнт запасу по тиску | β2 | Вибираємо [7] | - | 1,2 |
| Коефіцієнт запасу по споживаній потужності | β3 | Вибираємо [7] | - | 1,05 |
| Кількість повітря, яке засмоктується вентиляторами | Vх.п |  |  | 0,35·4,78·1,1 x   x 1,6·303/273= =3,27 |
| Продовження таблиці 3.6 | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Витрата первинного повітря (60%) | Vп.п | Vх.п·0,6 |  | 3,27·0,6=1,96 |
| Витрата вторинного повітря (40%) | Vв.п | Vх.п·0,4 |  | 3,27·0,4=1,31 |
| Площі перерізів трубопроводів: | f1= f5= = f4= f7  f2= f3= = f6 |  | м2 | 0,196  0,125 |
| Витрата первинного повітря через кожний патрубок | Vп.п1 | Vп.п/2 |  | 1,96/2=0,98 |
| Витрата вторинного повітря через кожний колектор | Vв.п1 | Vв.п/2 |  | 1,31/2=0,65 |
| Швидкість  повітря 1 | w1 | Vп.п/f1 | м/с | 1,96/0,196=10 |
| Швидкість  повітря 2 | w2 | Vп.п1/ f2 | м/с | 0,98/0,125=7,8 |
| Швидкість  повітря 4 | w4 | Vв.п1/ f4 | м/с | 0,65/0,196=3,2 |
| Швидкість  повітря 5 | w5 | Vв.п/ f5 | м/с | 1,31/0,196=6,2 |
| Швидкість  повітря 6 | w6 | Vв.п1/ f6 | м/с | 0,65/0,125=5 |
| Абсолютна шорсткість повітропроводів | ke | Таблиця VII-1 [7] | м | 2·10-4 |
| Критерії Рейнольдса | Re1  Re2  Re4  Re5  Re6 |  | - | 10·0,5/16·10-6=  =2,9·105  7,8·0,4/16·10-6=  =1,8·105  3,2·0,5/16·10-6=  =0,9·105  6,2·0,5/16·10-6=  =1,9·105  5·0,4/16·10-6=  =1,2·105 |
| Продовження таблиці 3.6 | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Відносна шорсткість трубопроводу 1 | d1/ke | d1/ke | - | 500/0,2=2500 |
| Відносна шорсткість трубопроводу 2 | d2/ke | d2/ke | - | 400/0,2=2000 |
| Динамічний тиск повітропроводу 1 | hд1 | Номограма VII-2 [7] | мм.вод.ст | 5,95 |
| Динамічний тиск повітропроводу 2 | hд2 | Номограма VII-2 [7] | мм.вод.ст | 3,1 |
| Динамічний тиск повітропроводу 4 | hд4 | Номограма VII-2 [7] | мм.вод.ст | 1 |
| Динамічний тиск повітропроводу 5 | hд5 | Номограма VII-2 [7] | мм.вод.ст | 2,7 |
| Динамічний тиск повітропроводу 6 | hд6 | Номограма VII-2 [7] | мм.вод.ст | 1,4 |
| Коефіцієнт гідравлічного тертя повітропроводу 1 | λ1 | Рисунок VII-3 [7] | - | 0,017 |
| Коефіцієнт гідравлічного тертя повітропроводу 2 | λ2 | Рисунок VII-3 [7] | - | 0,018 |
| Коефіцієнт гідравлічного тертя повітропроводу 4 | λ4 | Рисунок VII-3 [7] | - | 0,018 |
| Коефіцієнт гідравлічного тертя повітропроводу 5 | λ5 | Рисунок VII-3 [7] | - | 0,017 |
| Коефіцієнт гідравлічного тертя повітропроводу 6 | λ6 | Рисунок VII-3 [7] | - | 0,0185 |
| Сумарні втрати напору в трубопроводі 1 | h1 | hд1·(λ·l1/d1+∑ξ) | м.вод.ст | 0,00595·(0,017·2,8//0,5+1,8) = 0,0113 |
| Сумарні втрати напору в трубопроводах 2, 3 | h2 | hд2·(λ·l2/d2+∑ξ*)* | м.вод.ст | 0,0031·(0,018·4,2/ /0,4+1·5+2·1,1)= =0,023 |
| Продовження таблиці 3.6 | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Сумарні втрати напору в трубопроводі 5 | h5 | hд5·(λ·l5/d5+∑ξ) | м.вод.ст | 0,0027·(0,017·3,2/ /0,5+1·2+2·1,8·2)= =0,0254 |
| Сумарні втрати напору в трубопроводі 6 | h6 | hд6·(λ·l6/d6+∑ξ) | м.вод.ст | 0,0014·(0,0185·9/ /0,4+1·2)=0,009 |
| Сумарні втрати напору в трубопроводі 4 | h4 | hд4·(λ·l4/d4+∑ξ) | м.вод.ст | 0,001·(0,018·2,8/ /0,5+21,5)=0,023 |
| Необхідний напір під колосниковою решіткою | Δh | Таблиця VII-7 [7] | мм.вод.ст | 80 |
| Сумарний опір тракту первинного повітря | ∑hп.п | (h1+ h2 + Δh)·β2 | мм.вод.ст | (11,3+23+80)·1,2= =137 |
| Сумарний опір тракту вторинного повітря | ∑hв.п | (h5+ h6+ h4·2)·β2 | мм.вод.ст | (25,4+9+23·2)·1,2= =97 |
| Тип вентилятора первинного повітря | - | Рисунок VІІ-35 [7] | - | ВДН-9 |
| Номінальна продуктивність | Qн | Рисунок VІІ-35 [7] |  | 1,94 |
| Номінальний напір | Hн | Рисунок VІІ-35 [7] | мм.вод.ст | 150 |
| Частота обертів | n | Рисунок VІІ- 35 [7] | об/хв | 980 |
| ККД при розра­хунковій про­дуктивності і тискові | ηв | Рисунок VІІ-70 [7] | % | 81 |
| Температура, при якій складена характеристика | txap | Рисунок VІІ-35 [7] | °С | 30 |
| Перехідний  коефіцієнт | Kp |  | - | =1,05 |
| Тип вентилятора вторинного повітря | - | Рисунок VІІ-35 [7] | - | ВДН-8 |
| Номінальна продуктивність | Qн | Рисунок VІІ-35 [7] |  | 1,306 |
| Продовження таблиці 3.6 | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Номінальний напір | Hн | Рисунок VІІ-35 [7] | мм.вод.ст | 115 |
| Частота обертів | n | Рисунок VІІ- 35 [7] | об/хв | 980 |
| ККД при розра­хунковій про­дуктивності і тискові | ηв | Рисунок VІІ-69 [7] | % | 71 |
| Барометричний тиск |  | За гідрометео рологічними повідомленнями | МПа | 0,096 |
| Температура, при якій складена характеристика | txap | Рисунок VІІ-35 [7] | °С | 30 |
| Перехідний  коефіцієнт | Kp |  | - | =1,05 |
| Необхідна потужність двигуна вентилятора первинного повітря | Nв п.п |  | кВт | =3,5 |
| Необхідна потужність двигуна вентилятора вторинного повітря | Nв в.п. |  | кВт | =1,7 |
| Тип привода вентилятора первинного повітря | - | Таблиця 21.3 [10] | - | [АИР 112MB6](http://www.ventilator.kiev.ua/production/electric_motors/1000_airm_112_mb6.html) |
| Номінальна потужність | Рн1 | Таблиця 21.3 [10] | кВт | 4,0 |
| Тип привода вентилятора вторинного повітря | - | Таблиця 21.3 [10] | - | [АИР 100L6](http://www.ventilator.kiev.ua/production/electric_motors/1000_air_100_l6.html) |
| Номінальна потужність | Рн2 | Таблиця 21.3 [10] | кВт | 2,2 |

# 4 РОЗРОБКА ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ СХЕМИ СУШАРКИ ДСП-24

## 4.1 Аналіз об’єкту проектування і конструктивний розрахунок пластинчастого теплообмінника

Пластинчато-ребристі теплообмінники - ці види теплообмінників відносяться до числа найбільш компактних апаратів завдяки розвиненій поверхні теплообміну в обмеженому обсязі теплообмінного апарата (ТА). Пластинчато - ребристі теплообмінники випускаються з ребрами різної конфігурації. Найбільш поширені ребристі поверхні, що утворюють трикутні і прямокутні канали для руху теплоносіїв [26]. Елементи складають у пакети, які стискають в спеціальному пристосуванні, і пайкою або зварюванням збирають нерозбірний блок. В результаті утворюються дві групи каналів невеликого розміру, призначених для руху теплоносіїв.

Як матеріал в пластинчасто - ребристих ТА при значеннях температури від кріогенних до 250 °С зазвичай використовують сплави алюмінію, при   
250 - 480 °С - вуглецеву сталь, а при 250 - 650 °С - титан і корозійно - стійку сталь та з алюмінієвих сплавів, призначених для рідин і водяної пари, висота ребер складає 3 - 7 мм, для газоподібних середовищ 7-15 мм. Товщина ребер 0,1 - 0,8 мм, пластини 0,7 - 1,5 мм. У таких та повна площа поверхні теплообміну, віднесена до одиниці об'єму, обмеженого двома паралельні ми листами з розвиненою поверхнею, становить 620 - 1840 м2/м3, причому частка поверхні оребрення досягає 50 - 90 % площі повної поверхні.

У пластинчасто-ребристих теплообмінниках можливий прямоток, протитечія і перехресний потік. Пакети з різною орієнтацією каналів забезпечують перехресно-точну, і протитечійну схеми руху теплоносіїв [26].

У зв'язку з тим, що пластинчасто-ребристо ТА мають високу компактність і малу масу, що припадає на одиницю теплопередаючої поверхні, вони особливо в останні роки знайшли широке застосування в транспортних енергетичних і кріогенних установок. Однак такі апарати можуть використовуватися тільки для найбільше чистих робочих речовин (середовищ), оскільки механічне очищення каналів від забруднень практично неможлива.

Початкові дані відхідних газів і свіжого повітря згідно розрахунку схеми сушарки і конструктивного розрахунку топки.

Параметри відхідних газів:

* температура газів на вході в ТА tвг вх =300 оС;
* об’ємна витрата гарячих газів Vвг=21,4 м3/с;
* температура гарячих газів Θ"вг =1630 оС;

Параметри свіжого повітря:

* температура на вході і виході з ТА tсв вх.=10, tсв вих.=115 оС;

## 4.2 Математична модель теплообмінника

Дана математична модель розроблена для розрахунку газоповітряного теплообмінника перед сушаркою ДСП-24. Математична модель включає в себе 37 лінійні і нелінійні рівняння. Дана модель є детермінованою, статичною, відносно розмірності простору – одновимірною, структурно-функціональною, відносно зміни параметрів – дискретною. Модель теплообмінника є оптимізаційною, критерієм оптимізації є вибір площі теплообміну для зменшення витрат на прокачку теплоносія при високих параметрах теплопередачі.

Модель включає в собі як базові рівняння термодинаміки (рівняня нерозривності потоку, балансові рівняння, емпіричні залежності для визначення теплообміну) так і спеціальні експериментальні емпіричні залежності.

Характеристики поверхонь нагріву представлені в таблиці 4.1

Теблиця 4.1 - Характеристики поверхонь нагріву [26]

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № П/п | Тип поверхні | Відстань між пласти-нами, b, мм | Гідравлі-чний радіус rг, мм | товщина ребра δ, мм | β, м2/м3 | Відношення пов. оребр. до повн. поверхні |
| Сторона холодного повітря | | | | | | |
| 1 | ЖР-1 | 6,35 | 1,11 | 0,152 | 840 | 0,64 |
| Сторона відпрацьованого повітря | | | | | | |
| 2 | ГлР-8 | 6,35 | 0,77 | 0,152 | 1204 | 0,756 |

На рисунку 4.1 представлені основні геометричні характеристики теплообмінника.

В таблиці 4.2 представлені розміри теплообмінника відповідно до рисунка 4.1.

Таблиця 4.2 – Розміри теплообмінника [26]

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № | А, мм | В, мм | С, мм | Товщина розділяючої пластини а, мм |
| 1 | 1800 | 1800 | 1650 | 0,305 |



Рисунок 4.1 – Розміри теплообмінника

Кількість кроків

n = H / S. (4.1)

Площа перерізу гофра

. (4.2)

де n – кількість гофрів;

– товщина одного гофра, м;

Площа живого перерізу однієї пластини

. (4.3)

Кількість каналів

. (4.4)

Площа живого перерізу по газу

. (4.5)

Площа живого перерізу по повітрю

. (4.6)

Площа теплообміну в теплообміннику

 (4.7)

Теоретична температура газів на виході з теплообмінника

 (4.8)

Температуру суміші на виході приймаємо 147 0С.

Густина суміші газів і повітря за [4]: ρcм = 0,748 кг/м3; ρп = 0,748 кг/м3;

Кінематична в’язкість теплоносіїв [4]: νсм = 48,03·10-6 м2/с; νп = 15,53·10-6м2/с.

Швидкість теплоносіїв

 (4.9)

Еквівалентний діаметр

 (4.10)

Коефіцієнт тепловіддачі в теплообміннику із сторони гарячого і холодного повітря [3]

αгар=(λгар/dекв)·0,087·(ωгар· dекв/υгар)0,687, (4.11)

. (4.12)

Ефективність теплообмінної поверхні в теплообмінника із сторони гарячого і холодного повітря [26]

. (4.13)

де S – крок гофра, м;

P – довжина змоченого периметру по ходу димових газів та повітря, мм;

λ – теплопровідність сталі, Вт/(м·К);



(4.14)

Площа живого перерізу теплообмінника через яку надходить гаряче повітря

. (4.15)

Площа живого перерізу теплообмінника через яку надходить холодне повітря

. (4.16)

Коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику, умовно віднесений до площі поверхні, яка передає теплоту із сторони холодного повітря

. (4.17)

Різниця температур між теплоносіями

– менша

, (4.18)

– більша

. (4.19)

Середній температурний напір

. (4.20)

Температурний напір для поперечної течії

, (4.21)

Необхідна площа поверхні теплообміну

, (4.22)

Отже, згідно формули (4.7) даний теплообмінник буде відповідати необхідній поверхні нагріву розрахованій в (4.22).

Зробимо перевірку правильності розрахунку. Знаходимо усереднені параметри повітря при його середній температурі в теплообміннику [3]

– гарячого повітря

 , (4.23)

– холодного повітря

, (4.24)

Середні температури відхідних газів та повітря за заданими початковими параметрами:

– середня температура відхідних газів

 , (4.25)

– середня температура свіжого повітря

 , (4.26)

Правильність визначення усереднених параметрів повітря при його середній температурі в теплообміннику та середніх температур відхідних газів за заданими початковими параметрами залежить від наступних умов:

 (4.27)

 (4.28)

Аеродинамічний розрахунок теплообмінника

Втрати напору теплоносіїв

Коефіцієнт тертя в каналах теплообмінної поверхні із сторони гарячого і холодного повітря [2]

, (4.29)

, (4.30)

Втрата тиску повітря в ТА із сторони гарячого і холодного повітря

 , (4.31)

, (4.32)

Швидкості в каналах

* всмоктувальному

 (4.33)

* нагнітальному

, (4.34)

Сумарні втрати тиску в повітропроводах

* всмоктувальному

 (4.35)

* нагнітальному

, (4.36)

Сумарні втрати тиску в каналах

ΔР∑ = ΔРв + ΔРн + ΔР [Па], (4.37)

Модель розв’язується алгоритмічним методом за повністю визначеним процесом виконання обчислювальних операцій. Дана модель працює в діапазоні температур теплоносіїв від -20 до +2100 оС. Відповідно до цих значень температур виконана апроксимація теплофізичних властивостей теплоносіїв. Робочими середовищами є гази і сухе повітря. Діапазон витрат до 500000 кг/год. Відносна вологість повітря змінюється в діапазоні 5 – 95 %. Вхідні тиски теплоносіїв до 1 МПа.

Кінцевим результатом моделювання є графічна інтерпретація експлуатаційних витрат на електроенергію для прокачки теплоносія та загальної площі теплообміну теплообмінника (рисунок 4.2; 4.3; 4.4) та (додаток Б).

При виконанні математичної моделі біло прийнято такі спрощення: значеня теплофізичних величин розраховано апроксимацією ряду данних; використання середніх цін на продукцію та енергоносії; використання загальних рекомендацій для визначення деяких фізичних величин.

За результатами розрахунку математичної моделі було вибрано оптимальний варіант теплообмінника для сушарки ДСП-24. Є можливість за результатами обрахунку визначити необхідний напір вентилятора і тиск після теплообмінника. Визначено загальні витрати на прокачку теплоносія за весь термін служби, які склали для вибраного варіанту 50000 доларів. Масова швидкість теплоносія рівна 24000 кг/(м2 год).

З врахуванням зростання цін на електроенергію для розрахунку прийнято наступні показники: ціни на електроенергію на сьогоднішній день 1,13 грн/(кВт год) (додаток Б); збільшення цін до 1,5 грн/(кВт год) (додаток Б) та до 2 грн/(кВт год) (додаток Б).

Залежності показують, що здороження електричної енергії переносить точку оптимуму в бік зменшення масової витрати теплоносія, тобто до збільшення площі теплообміну.

Висновки до розділу

Аналіз розрахунків математичного моделювання і розрахунок конкретного прикладу показує, що найбільш ефективним є розрахований в прикладі теплообмінник з розмірами 1800×1800×1650 мм, швидкістю холодного теплоносія 23,64 м/с та коефіцієнтом теплопередачі 70,5 Вт/(м2·К).

## 4.3 Розрахунок процесу змішування

4.3.1 Визначаємо параметри газів і повітря [2]

* густинагарячих газів ρг=0,223 кг/м3;
* теплоємність гарячих газів Срг = 1,55 .
* густина повітря ρсв=1,185 кг/м3;
* кінематична в’язкість υхол=15,53 10-6 м2/с;
* теплопровідність λхол=2,63 10-2 .
* теплоємність повітря Срп = 1,005 .
* теплоємність газів в суміші Сргс = 1,079 .

На рисунку 4.5 схематично представлений процес змішування теплоносіїв



Рисунок 4.5 – Розрахунок змішування потоків

Матеріальний баланс при змішуванні

Gсм = Gп + Gг , (4.37)

Gп = Gсм – Vвг · ρг

Gп = Gсм – 21,4 · 0,223

Gп = Gсм – 4,77.

Тепловий баланс точки змішування

Gсм · hсм = Gп · hп+ Gг · hг , (4.38)

Витрата підмішувального повітря

 , (4.39)

( кг/с).

Підставивши (4.1) в (4.3) отримаємо

 , (4.40)

 (кг/с).

Витрата підмішувального повітря

 , (4.41)

 (кг/с).

Масові частки компонентів

* газів

gг = Gг / Gсм , (4.42)

gг = 4,77 / 38,42 = 0,124.

* повітря

gп = (1- gг) , (4.43)

gп = (1- 0,124)=0,876.

Теплоємність суміші

, (4.44)

.

Розрахунок конструктивних елементів теплообмінника і контрольний приклад розрахунку показаний в додатку Г.

4.4 Підбір допоміжного обладнання

Середня температура газів

, (4.45)

 (оС).

Середня густина газів склададає 0,748 кг/м3 [4],

Необхідна подача вентилятора

, (4.46)

 (м3/год).

Для встановлення приймаємо 3 вентилятори, тоді необхідна подача одного вентилятора

, (4.47)

 (м3/год).

Отже, вибраний раніше вентилятор ВЦ 4-76-10ж [6] забезпечує необхідні параметри теплоносіїв. Характеристика вентилятора представлена в таблиці 2.3.

# 5 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СУШАРКИ

Розрахунок виконано згідно [10, 11, 12]

Витрати на вугілля

 , (6.1)

де kвп– коефіцієнт, який враховує втрати палива, 1,007;

Цпал. – вартість палива, яка становить 3,1 грн./кг із врахуванням доставки;

(грн./рік).

Сумарна потужність вентиляторів

N=Neв·n , (6.2)

де Neв – потужність вентилятора, кВт;

n–кількість вентиляторів;

N=2·45=90(кВт).

Витрати на електричну енергію

, (6.3)

де Цее. – вартість електроенергії, яка становить 1,0324 грн за кВт·год [10];

(грн./рік).

Капітальні вкладення на обладнання сушарки

 (6.4)

де Цсуш.– вартість сушарки та теплообмінника, 1500000 грн.;

Цв.– вартість вентиляторів, 50000 грн.;



Капітальні вкладення на монтаж та доставку сушарки складає 20% від суми капіталовкладень на обладнання, тобто

 (6.5)



Сумарні капіталовкладення на сушарку

 (6.6)



Витрати на амортизацію

, (6.7)

де На – норма амортизаційних відрахувань;

 (тис.грн./рік).

Витрати на поточний ремонт розраховуються як 20% від амортизаційних відрахувань

, (6.8)

 (тис.грн./рік).

Витрати на заробітню плату

, (6.9)

де n – кількість працюючих людей, приймаємо 15 осіб;

ЗП – заробітня плата, 7000 грн./місяць;

 (грн./рік).

Норми відрахувань:

1) до пенсійного фонду, 33,2%;

2) до фонду соціального страхування у зв’язку із тимчасовою втратою працездатності, 2,9%;

3) до фонду соціального страхування на випадок безробіття, 1,6%;

4) до фонду соціального страхування внаслідок нещасного випадку, 2,42%[12].

Загальні річні витрати на заробітну плату працівникам

Сзп=Сз+Сз∙(0,332+0,029+0,016+0,0242), (6.10)

Сзп=434000+434000∙(0,332+0,029+0,016+0,0242)=681208 (грн/рік).

Загальні річні експлуатаційні витрати

 (6.11)



Річний відпуск кукурудзи

, (6.12)

де G–відпуск кукурудзи за 1 годину;

Gріч.=24·24·124=71424 (т/рік).

Ціна сировини

, (6.13)

де Gк.с.–витрата сировини за 1 годину;

Сс–ціна на сировину грн/тону;

 ( грн/рік).

Собівартість виробництва кукурудзи

, (6.14)

(грн/т).

Ефект від виробництва кукурудзи

, (6.15)

де Цте – вартість кукурудзи, що продається споживачам, 980 грн/т;

(грн/рік).

Термін окупності

, (6.16)

(роки).

Техніко-економічні показники наведені в додатку Е

# 6 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона здоров'я працівників, забезпечення безпеки умов праці, ліквідація професійних захворювань і виробничого травматизму складає одну з головних турбот людського суспільства.На робочому місці повинні бути передбачені заходи захисту від можливої дії небезпечних і шкідливих чинників виробництва. Рівні цих чинників не повинні перевищувати граничних значень, обумовлених правовими, ревищувати граничних значень, обумовлених правовими, технічними і санітарно-технічними нормами. Ці нормативні документи зобов'яжуть до створення на робочому місці умов праці, при яких вплив небезпечних і шкідливих чинників на працюючих усунений зовсім, або знаходиться в допустимих межах.

Проектування виробничих об'єктів, розробка нових технологій, засобів виробництва, засобів колективного та індивідуального захисту працюючих повинні провадитися з урахуванням вимог щодо охорони праці. Забороняється будівництво виробничих об'єктів, виготовлення і впровадження нових технологій і вказаних засобів без попередньої експертизи проектної документації на їх відповідність нормативним актам про охорону праці.

## 6.1 Аналіз умов праці

Мікроклімат та склад повітря робочої зони

Для запобігання несприятливого впливу мікроклімату робочих місць, виробничих приміщень на самопочуття, функціональний стан, працездатність і здоров'я людини, є обов'язкове дотримання санітарних норм і правил.

Оператор сушильного комплексу відноситься до середньої важкості робіт (IIб), оскільки роботи виконуються стоячи, пов’язані з ходінням, переміщенням невеликих вантажів, витрата енергії становить 240-280 Вт .

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99 оптимальні і допустимі температури, відносної вологості, швидкості та руху повітря в робочій зоні для середньої категорії важкості робіт (ІІб) приведені у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Оптимальні та допустимі норми мікроклімату у робочій зоні виробничих приміщень

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Період року | Категорія робіт по  рівню енерговитрат, Вт | Темпера-тура повітря,  ° С | Темпе-ратура поверхні,  ° С | Відносна  вологості повітря,% | Швидкість руху повітря, м / с |
| Холодний | 16(140-174) | 21-23 | 20-24 | 60-40 | 0,1 |
| Теплий | 16(140-174) | 22-24 | 21-25 | 60-40 | 0,1 |

В приміщенні потрібно підтримувати допустимі параметри мікроклімату, так як оптимальні параметри підтримувати економічно недоцільно.

В умовах, що розглядаються в проекті забруднювачами повітря є окисли азоту NO та NOx; окисли сірки; продукти неповного згорання; канцерогенні речовини.

Концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони котельні не повинна перевищувати ГДК.

За допомогою вентиляції зменшується або ліквідується запиленість, загазованість повітря; забезпечується збереження будівельних конструкцій та устаткування, які при значному вмісті пилу, газів, парів та вологи в повітрі передчасно руйнуються та виходять з ладу.

Для забезпечення параметрів мікроклімату приміщення робочої зони проектом передбачено організаційні заходи :­

- встановлюється режим роботи з перервами для відпочинку в нормальних метеорологічних умовах, організовується спеціальний питний режим – установки з газованою підсоленою (0,5% кухонної солі) водою;

- використання спеціального одягу та індивідуальних захисних засобів.

Виробниче освітлення

В приміщені оператора сушильного комплексу найменший еквівалентний розмір об’єкта розрізнення – показники вимірювальних приладів (термометра т манометра, сигналізатора загазованості). Величина об’єкта розрізнення знаходиться в межах 0,5 до 1,0 мм . Відповідно до цього характеристика зорової роботи, таку роботу можна віднести до середньої точності. Найменший розмір об’єкта розпізнавання від 5 мм. Характеристика зорової роботи – середньої точності. Контраст об’єкту розпізнавання з фоном – середній, фон – світлий, розряд зорової роботи VI, під розряд «г».

Освітленість робочих приміщень залежить від правильного вибору типу світильників, їхньої потужності і розташування, а також від обробки і фарбування стін, стелі й устаткування. Стелі слід фарбувати у білий колір, а стіни й устаткування – у світлі кольори

Норми виробничого освітлення встановлюються відповідно до ДБН В.2.5-28-2006

Основні норми природного та штучного освітлення для робіт середньої точності приведені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.3 – Норми освітленості для штучного освітлення та КПО для природного та штучного освітлення згідно з ДБН В.2.5–28-2006

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Характеристика зорової роботи | Найменший або еквівалентний розмір об’єкта розрізнення, мм | Розряд зорової роботи | Підрозряд зорової роботи | Освітленість загальна, лк | Природнє освітлення | | Штучне освітлення | |
| КПО, e % | | | |
| комб. | бокове | комб. | бокове |
| Середньої точності | Більше 0,5 до 1,0 включно | IV | г | 200 | 4 | 1,5 | 2,4 | 0,9 |

Основна задача освітлення на виробництві - створення найсприятливіших умов праці щодо зору. Для забезпечення нормальної освітленості потрібно дотримуватись таких норм:

- має бути досить рівномірним розподіл яскравості-на робочій поверхні, а також у межах оточуючого простору, яскравість не може відрізнятися більш ніж у 3-5 разів;

- у полі зору не має бути прямої і відбитої блискучості (підвищена яскравість світлових поверхонь, що викликає засліплення);

- значення освітленості (чи світлового потоку) має бути постійною в часі (порушується при коливанні напруги в мережі, пульсації світлового потоку, затемненні світлових отворів тощо);

- слід вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку і необхідний спектральний склад світла (розпізнання рельєфа поверхні та правильної кольоропередачі, кольоророзпізнання).

Виробничі віброакустичні коливання

Основним джерелом віброакустичних коливань в приміщені оператора сушильного комплексу є вентилятори. Все обладнання крім вентиляторів має звукоізолюючі кожухи, перетинки виготовляють із щільних твердих матеріалів, здатних запобігати розповсюдженню звукових хвиль. Ефективність звукоізоляції характеризується коефіцієнтом звукопровідності.

Рівень вібрації регламентується вимогам ДСН 3.3.6.039-99. В таблиці 6.3 вказані санітарні норми спектральних показників вібраційного навантаження на оператора.

Таблиця 6.3 – Санітарні норми спектральних показників вібраційного навантаження на оператора

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Середня геометрична частота полоси, Гц | Нормативні значення в направленнях X о, Y о | | | | | | | |
| віброприскорення | | | | віброшвидкості | | | |
| | м х с(-2) | | дБ | | мхсх 10(-2) | | дБ | |
| в 1/8 окт. | в 1/1 окт. | в 1/8 окт. | в 1/1 окт. | в 1/8 окт. | в 1/1 окт. | в 1/8 окт. | в 1/1 окт. |
| 50,0  63,0  80,0 | 0,355  0,445  0,56 | 0,80 | 111  113  115 | 118 | 0,12  0,12  0,12 | 0,20 | 87  87  87 | 92 |

Для запобігання підвищенню рівня вібрації виконуються наступні заходи:

- у місцях проходу трубопроводу через стінки і перекриття зіткнення між трубопроводами і будівельними конструкціями відсутні, а зазори ущільнюються;

- фундаменти основного і допоміжного обладнання не з’єднуються з будівельними конструкціями та іншими фундаментами.

## 6.2 Карта умов праці

Розряд зорової роботи при виконані монтажниж робіт згідно з ДБН В.2.5-28-2006 відноситься до середньої точності IV. Підрозряд зорової роботи «б», контраст об’єкта розрізнення з фоном середній при К=0,2-0,5. Карта умов праці для наведена в таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 – Карта умов праці

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №№п/п | Фактори виробничого середовища | Норма-тивне значен-ня ГДК, ГДР | Фактичне значення | | 3-й клас шкідливі умови і характер праці | | |
| І ступінь | ІІ ступінь | ІІІ ступінь |
| 1 | 2 | 3 | 4 | | 5 | 6 | 7 |
| Призначення приміщення – виконання монтажних робіт | | | | | | | |
| 1 | Шкідливі хім. речовини | | | | | | |
|  | пил тонкодисперсний нетоксичний (клас 4) | 20 мг/м3 | | 200 | - | - | + |
|  | електрозварювальні аерозолі | | | | | | |
| Продовження таблиці 6.4 | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | | 4 | 5 | 6 | 7 |
|  | оксид хрому (клас 2) | 1 мг/м3 | | 0,9 | - | - | - |
|  | нікель, оксиди нікелю(клас 1) | 0,01 мг/м3 | | 0,007 | - | - | - |
|  | мідь(клас 3) | 6 мг/м3 | | 7 | + | - | - |
|  | залізо, оксид заліза (клас 1) | 0,05 мг/м3 | | 0,09 | + | - | - |
|  | оксид цинку (клас 4) | 10 мг/м3 | | 12 | + | - | - |
|  | гази | | | | | | |
|  | оксид азоту  (клас 3) | 2 мг/м3 | | 1,8 | + | - | - |
|  | озон (клас 3) | 0,1 мг/м3 | | 0,12 | + | - | - |
|  | оксид вуглецю (клас 3) | 2 мг/м3 | | 2,4 | + | - | - |
|  | | | | | | | |
| 5 | Мікроклімат | оптимальні | | Середньої важкості ІІ б | | | |
|  | температура, °С | 20...22 °С | | 15-28°С | + | - | - |
|  | швидкість руху повітря, м/с | не більше 0,3 м/с | | 0,27 м/с | + | - | - |
|  | відносна вологість повітря,% | 60...40 % | | 20-50% | + | - | - |
| - |  | | | | | | |
| 6 | Виробниче освітлення | Розряд зорової роботи IV ДБН В.2.5-28-2006 Природне і штучне освітлення | | | | | |
|  | освітленість, лк | 200 лк | | 150 | + | - | - |
|  | контраст об’єкта розрізнення з фоном | Середній | |  |  |  |  |
|  | КПО, % | 1,7 | | 4 | - | - | - |
| Кількість факторів: | |  | |  | 10 |  | 1 |

За класом гігієнічної оцінки умов і характеру праці дане робоче місце відноситься до 3-го класу шкідливих умов 1-го ступеня.

## 6.3 Розрахунок віброізолятора

Основним елементом віброізолятора є пружина. Необхідно провести розрахунок параметрів пружини.

Вихідними даними для розрахунку є сила пружини при максимальній деформації Р3 і жорсткість пружини q, кількість віброізоляторів nвц=4, вага системи, що коливається Q=9200 H.

Рахуємо, що інерційний співудар витків пружини відсутній.

Всі статичні пружини, що довго перебувають в деформованому стані і періодично навантажуються зі швидкістю v0<vкр, відносяться до ІІ класу .

Приймаємо розряд пружини 3. При статичному і циклічному навантаженні витривалість в циклах не менше 1⋅105. Матеріал дроту: сталь 65Г. після навивки пружини із сталі 65Г термічно обробляються до твердості НРС 46…52. Приймаємо відносний інерційний зазор пружини δ=0,25.

Критична швидкість пружини

, (6.1)

де [τ] - допустима дотична напруга при крученні. Для пружини класу ІІ, розряду 3 значення [τ]=9,6⋅108 Н/м2.

G - модуль зсуву. Для сталі G=8⋅1010 Н/м

ρ - густина матеріалу. Для пружинної сталі ρ=8⋅103 кг/м3.

(м/с), (6.2)

Найбільша швидкість переміщення кінця пружини при навантаженні чи розвантаженні по умові не перевищує 0,1 м/с. Виходячі з того V0/Vкр<1. Діаметр дроту для виготовлення пружини

, (6.3)

де с - індекс пружини, рівний відношенню середнього діаметру пружини D0 до діаметру дрота d:

с=D0/d. Приймається в межах 4…10.

Приймаємо с= 7,5

К - коефіцієнт, що залежить від форми перерізу і кривизни витка пружини.

При малому куті підйому для пружини із круглого дроту

К=1+1,5/с, (6.4)

К=1+1,5/7,5= 1,2,

 (м).

Приймаємо d= 8 мм.

Кількість робочих витків пружини

, (6.4)

де q - жорсткість пружини, Н/м. q = 1.68⋅104 H/m



Число опорних витків пружини приймаємо n2=2. З кожної сторони пружини піджато по одному витку.

Повне число витків

n1 = n + n2, (6.5)

n1 = 11 + 2 = 13 (шт).

Висота пружини при максимальній деформації

Н3 = (n1+1-n3)⋅d, (6.5)

Н3 = (13+1-1,5)⋅ 8⋅10-3 = 0,1 (м).

де n3 - число зашлифованих витків. Приймаємо, що зашлифовано 3/4 дуги окружності витка з кожної сторони, n3=1,5.

Опорний виток пружини стиску, у якого стиснутий цілий виток і зашлифовано 3/4 дуги

Розрахункове навантаження на одну пружину

, (6.6)

 (Н).

Зусилля пружини при мах. деформації Р3

, (6.7)

де δ - коефіцієнт, що приймається 0,05…0,25.

Приймаємо δ=0,25

Р3 = 1,3⋅Р2 = 1,3⋅2300 = 2990 (Н).

Робоча деформація пружини, яка відповідає силі пружини Р2

F2 = P2/q, (6.8)

F2 = 2300/ 1,68⋅104 = 0,137 (м).

Максимальна деформація при дотику витків

F3 = P3/q, (6.9)

F3 = 2990/ 1,68⋅104 = 0,178 (м).

Висота пружини у вільному стані

Н0 = Н3 + F3, (6.10)

Н0 = 0,178+0,1=0,278 (м).

Жорсткість одного витка пружини

q1 = q ⋅ n,

q1 = 1,68⋅104 ⋅ 11= 18480 (Н/м).

Найбільший прогин одного витка

f3 = P3/q1 = 2990/184800 = 0,01 (м).

Крок пружини

t = d + f3, (6.11)

t = 0,016 + 8⋅10-3 = 0,024 (м).

Довжина розгорнутої пружини

L ≈ 3,2⋅D0⋅n1, (6.12)

L ≈ 3,2 ⋅ 60 ⋅ 10-3 ⋅ 13 = 0,2 (м).

Вага пружини

 , (6.13)

 (кг).

В даному розділі було проаналізовано умови праці, розглянуто технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії. Виконаний розрахунок віброізолятора.

# Висновки

В БДР виконано тепловий та аеродинамічний розрахунок топки зерносушарки ДСП-24. Розрахунок проводився для спалювання кам’яного вугілля Донецького басейну класу ППм, проведено розрахунок об’ємів газів і теоретичного об’єму повітря та розрахунок ентальпій топкових газів.

Виконаний розрахунок теплового балансу топки і витрат палива, де було визначено втрати теплоти в топці, дійсну ентальпію і температуру газів на виході з топки. Температура газів на виході рівна 1638 0С. Теплові втрати в топці склали 5,25%.

Проведено аеродинамічний розрахунок повітряного тракту топки. За результатами якого підібрано вентилятори первинного і вторинного повітря відповідно ВДН-9 і ВДН-8. Також підібрані електродвигуни для цих вентиляторів, вентилятор первинного повітря [АИР 112MB6](http://www.ventilator.kiev.ua/production/electric_motors/1000_airm_112_mb6.html), вентилятор вторинного повітря [АИР 100L6](http://www.ventilator.kiev.ua/production/electric_motors/1000_air_100_l6.html).

Проведено розрахунок компактного теплообмінника для сушарки   
ДСП – 24 для сушіння кукурудзи. У процесі роботи було визначено повну площу теплообміну ТА, яка склала 752 м2, визначено розміри і кількість пластин в теплообміннику, кількість каналів склала 236 шт.

Виконано гідравлічний розрахунок ТА, де визначено втрати тиску на прокачування теплоносіїв через теплообмінник. Втрати тиску по грійному теплоносію складають 434 кПа, по нагріваному 334 кПа.

За результатами розрахунків було підібрано вентилятор для даного теплообмінника та визначено характеристики цього вентилятора: продуктивність вентилятора 80 тис. м3/год; потужність електроприводу   
55 кВт; частота обертання 1140 об/хв, повний напір 1275 Па, а також ККД модернізованої сушарки складає 24,8%.

Проведено техніко-економічний розрахунок схеми сушарки, де було визначено витрату на паливо Спал=32,1 (млн.грн./рік), витрати на електричну енергію Сел=277 (тис.грн./рік) і загальні експлуатаційні витрати Сріч=69,2 (млн грн./рік). Термін окупності склав Т=2,34 (роки).

# Перелік посилань

1. Ткаченко С. Й. Сушильні процеси та установки / С. Й. Ткаченко,

О. Ю. Співак. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 86 с.

2. Чепурний М. М. Розрахунок конвективних сушарок методичні вказівки / М. М. Чепурний. – Вінниця: ВПІ, 1994.– 42 с.

3. Гержой А. П. Зерносушение и зерносушарки / А. П. Гержой. – М.: Колос, 1967. – 245 с.

4. Чепурний М. М. Розрахунки тепломасообмінних апаратів /

М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 130 с.

5. Степанова Н. Д. Теплові мережі / Н. Д. Степанова, Д. В. Степанов. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 135 с.

6. Лыков А. В. Теория сушки / А. В. Лыков, А. П. Гержой. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.

7. Романков П. Г. Сушка во взвешеном состоянии / П. Г. Романков. – Л.: Химия, 1979. – 360 с.

8. Лебедев П. Д. Теплообменные сушыльные и холодильные установки / П. Д. Лебедев. – М.: Энергия, 1972. – 317 с.

9. Лебедев П. Д. Теплоиспользующие установки промышлєных предприятий / П. Д. Лебедев, А. А. Щукин. – М.: Энергия, 1970. – 356.

10 Ціна вугілля – Режим доступу: <http://www.vobu.com.ua/ukr/view/14293>

11. Лялюк О. Г. Економіка енергетики/ О. Г. Лялюк. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 124 с.

12. Норми відрахувань – Режим доступу: http://uk.wikipedia.org

13. Каталог вентиляторів – Режим доступу: http://www.ventst.ru/katalog

1. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – Изд. 3-е перераб. и доп. – СПб.: Изд. НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
2. Тепловой расчет промышленных парогенераторов /Под ред.   
   В. Н. Частухина. – К.: Вища школа, 1980. – 182 с.
3. Чепурний М. М. Теплові розрахунки парогенераторів /   
   М. М.Чепурний, Д. В. Степанов, Є. С. Корженко – Вінниця: ВНТУ, 2005. –   
   142 с.
4. Степанов Д. В. Залежності для теплових розрахунків в жаротрубних пучків котлів малої потужності./ Д. В. Степанов, С. Й. Ткаченко, Л. А. Боднар, Т. Ю. Загаєцька ‑ Вінниця: Вісник ВПІ, 2006. ‑ № 2. – С. 31–40.
5. Боднар Л. А. Експериментальні дослідження теплообміну в круглому каналі / Л. А. Боднар // Вісник ВПІ. – 2009.– №3.– С.79-83.
6. Исаченко В. П. Теплопередача / Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
7. Аэродинамический расчет котельных установок (норматичный метод). Под ред. С. И. Мочана. – Изд. 3-е. – Л.: Энергия, 1977. -256 с.
8. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672с.
9. Чепурний М. М. Розрахунки тепломасообмінних апаратів /   
   М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 129 с.
10. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М.: Физматгиз 1963. -708 ст.
11. Юренев В. Н. Теплотехнический справочник т. I. / В. Н. Юренев – М.: Энергия, 1975г. –744с.
12. Коваленко Л. М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л. М. Коваленко, А. Ф. Глушков. – М.: Энергоатомиздат 1986. – 240 с.
13. Лондон А. Л. Компактные теплообменники / А. Л. Лондон,   
    В. М. Кейс – М.: Энергия, 1967. Издание второе переработанное и дополненное.
14. Пластинчасто-ребристі теплообмінники – режим доступу: <http://ref.rushkolnik.ru/v57408/>.
15. Нормативний метод розрахунку пластинчастих теплообмінників – режим доступу: <http://doc-load.ru/SNiP/Data1/4/4920/index.htm#i21437487>.
16. Апараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры. ГОСТ 15518-87.
17. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообмен-ников – режим доступу: [http://bib.convdocs.org/v28040/чичиндаев \_ а.в.\_оптимизация\_компактных\_пластинчато-ребристых\_теплообменников. \_ часть\_2.\_](http://bib.convdocs.org/v28040/чичиндаев%20_%20а.в._оптимизация_компактных_пластинчато-ребристых_теплообменников.%20_%20часть_2._)примеры\_расчета\_и\_справочные\_материалы.

# Додаток А

„УЗГОДЖЕНО” „ЗАТВЕРДЖУЮ”

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Зав. кафедрою ТЕ, д.т.н., проф.,

Керівник або заступник

Назва підприємства або

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ С. Й. ткаченко

підпис

установи

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

підпис

Ініціали та прізвище

“\_\_\_\_” \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_2014 р. “\_\_\_\_” \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_2014 р.

технічне завдання

на бакалаврську дипломну роботу:

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

ЗЕРНОСУШАРКИ ДСП-24

08-11.БДР.271.00.000 ТЗ

Керівник роботи: к.т.н., доц. кафедри ТЕ

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ О. Ю. Співак

Виконавець:

Студентка гр. ТЕ – 10

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ К.О. Іщенко

1 Тематика розробки та галузь її застосування

Розробка стосується промислової теплоенергетики і присвячена питанню підвищення енергоефективності шахтних сушильних установок для переробки (сушки) кукурудзи.

2 Мета і призначення розробки

Модернізація цеху сушки кукурудзи на базі барабанної сушильної установки з метою підвищення його енергоефективності, зниження енергоспоживання, підвищення екологічної чистоти сушильної установки, забезпечення високоякісної сушеної продукції стабільно високої якості з мінімізацією вимог щодо кваліфікації обслуговуючого персоналу, розрахунок необхідного допоміжного обладнання, забезпечення комплексу ефективною системою автоматики.

3 Основа для виконання робіт

Основою для виконання робіт є наказ ректора ВНТУ №31. Документація на шахтну сушарку, встановлену в сушильному цеху підприємства «Уманський елеватор», розробки і патентна документація фірми «ТЕХНОПРОМ-УКРАЇНА” та матеріали роботи інституту технічної теплофізики НАН України, потреба для підвищення енергоефективності сушильних цехів сільськогосподарських підприємств. Це дає можливість отримати в результаті використання ефективної сушильної техніки високоякісні сушені продукти найвищого гатунку, котрі користуються великим попитом на внутрішньому і міжнародному ринках. Для підвищення енергоефективності сушарки і зменшення втрат корисної теплової енергії в атмосферу використовується додаткове теплоенергетичне та теплообмінне обладнання.

4 Технічні вимоги

4.1 Проект модернізації сушильного цеху на базі шахтної сушарки підприємства «Уманський елеватор» з метою підвищення її енергоефективності за рахунок утилізації тепла гарячих димових газів, підвищення видатності цеху і екологічної чистоти.

4.2 Місце виконання робіт

Підприємство «Уманський елеватор» Черкаська область,   
м. Умань.

4.3 Обсяг поставки

4.3.1 Проведення енергетичного обстеження.

4.3.1.1 На першому етапі роботи виконується оцінка очікуваної техніко-економічної ефективності. Основним критерієм оцінки техніко-економічної ефективності запланованих заходів є строк окупності витрат на їх реалізацію.

4.3.1.2 Здійснення перевірки та уточнення розрахункових даних теплового навантаження та річних витрат палива, щоб переконатись, що запропоноване обладнання буде відповідати поставленим вимогам.

4.3.2 Виконання робіт, що виключають розробку робочої документації.

Проектні роботи включають, але не обмежуються такими видами робіт :

4.3.2.1 Проводиться варіантний аналіз можливих схем організації руху теплоносія всередині робочої камери і розробляється оптимальна теплова схема руху теплоносія по камерах сушарки.

4.3.2.2 Розробляється схема ефективної утилізації теплоти димових газів за вибраною схемою його руху.

4.3.2.3 Розробляються структурні та принципові схеми вузлів контролю параметрів теплоносія і управління арматурою і обладнанням.

4.4 Основні технічні показники

4.4.1 Продуктивність шахтної сушильної установки:

- видатність сушарки по готовому продуктові Gсух = 27120 кг/год.

- температура сушильного процесу tсуш =93 0С;

- відносна вологість повітря на виході з сушарки φ2=20 %;

- відносна вологість кукурудзи на вході сушарку ω1 =20 %;

- відносна вологість кукурудзи на виході сушарки ω2 =13 %;

- температура повітря на вході в сушарку t1=105 °С;

- температура повітря на виході з сушарки :t2=65 °С;

4.4.2 Забезпечення мінімальних втрат теплоти від установки в навколишнє середовище.

1. Порядок контролю та прийняття

Виконання етапів графічної та розрахункової документації бакалаврської роботи контролюється керівником згідно з графіком виконання проекту.

Прийняття роботи здійснюється комісією затвердженою зав. кафедрою згідно з графіком захисту.

Коректування технічного завдання допускається з дозволу керівника роботи.

Технічне завдання розроблено на підставі джерел розробки і може уточнюватись протягом виконання бакалаврської роботи.

# Додаток Б

Результати розрахунки математичної моделі

Додаток В

Розрахунок багатоваріантного аналізу

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Таблиця В1 – Вихідні конструктивні характеристики теплообмінника | | | | | |
| № типорозміру | Висота, Н, м | Ширина L, м | Довжина В, м | Висота гофра h, м | товщина гофра δ, мм |
| 1 | 1 | 1 | 1 | 0,00685 | 0,00015 |
| 2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 0,00685 | 0,00015 |
| 3 | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 0,00685 | 0,00015 |
| 4 | 1,6 | 1,6 | 1,6 | 0,00685 | 0,00015 |
| 5 | 1,8 | 1,8 | 1,8 | 0,00685 | 0,00015 |
| 6 | 2 | 2 | 2 | 0,00685 | 0,00015 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Таблиця В2 – Конструктивний розрахунок | | | | | | | | | | |
| № типороз-міру | Крок гофра S, м | Кіль-кість кроків n, шт | Площа пере-різу Fг, м2 | Площа живого перерізу однієї пластини Fж.п.1 пл, м2 | Кіль-кість кана-лів N, шт | Площа живого перрізу по газу Fж.п., м2 | Площа живого перрізу по пов Fж.п., м2 | Площа тепло-обміну в тепло-обмін-нику Fт, м2 | Еквіва-лентний діаметр de, м | Змоче-ний пери-метр u, м |
| 1 | 0,00256 | 391 | 3,0E-04 | 0,00655 | 143 | 0,4744 | 0,4613 | 142,9 | 0,0130 | 0,04053 |
| 2 | 0,00256 | 469 | 3,6E-04 | 0,00786 | 171 | 0,6816 | 0,6659 | 246,9 | 0,0130 | 0,04053 |
| 3 | 0,00256 | 547 | 4,2E-04 | 0,00917 | 200 | 0,9262 | 0,9078 | 392,0 | 0,0130 | 0,04053 |
| 4 | 0,00256 | 625 | 4,8E-04 | 0,01048 | 229 | 1,2082 | 1,1872 | 585,1 | 0,0130 | 0,04053 |
| 5 | 0,00256 | 703 | 5,4E-04 | 0,01179 | 257 | 1,5276 | 1,5041 | 833,1 | 0,0131 | 0,04053 |
| 6 | 0,00256 | 781 | 6,0E-04 | 0,0131 | 286 | 1,8845 | 1,8583 | 1142,9 | 0,0131 | 0,04053 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Таблиця В3 - Тепловий розрахунок теплообмінника | | | | | | | | |
| № | Швид-кість гар. Тепл. wгар , м/с | Швид-кість хол. Тепл. wхол, м/с | Коефіцієнт тепловіддачі із сторони гар. Тепл. αгар Вт/(м2 К) | Коефіцієнт тепловід-дачі із k1. αхол   Вт/(м2 К) | Коефі-цієнт теплопе-редачі k2, Вт/(м2 К) | Водя-ний еквіва-лент (гар. суміш) Wгар, Вт/°С | Водя-ний еквіва-лент (хол. пов.) Wхол, Вт/°С | Середній температур-ний напір Δtлог, °С | | Необхідна площа теплооб-міну F. м2 |
| 1 | 74,94 | 77,06 | 281,9 | 360,5 | 158,2 | 37,61 | 35,73 | 155 | | 244,61 |
| 2 | 52,16 | 53,39 | 219,7 | 280,1 | 123,1 | 37,61 | 35,73 | 155 | | 314,30 |
| 3 | 38,38 | 39,16 | 177,9 | 226,3 | 99,6 | 37,61 | 35,73 | 155 | | 388,49 |
| 4 | 29,42 | 29,94 | 148,2 | 188,2 | 82,9 | 37,61 | 35,73 | 155 | | 466,77 |
| 5 | 23,27 | 23,64 | 126,1 | 159,9 | 70,5 | 37,61 | 35,73 | 155 | | 548,81 |
| 6 | 18,86 | 19,13 | 109,1 | 138,3 | 61,0 | 37,61 | 35,73 | 155 | | 634,34 |

Таблиця В4 – Гідравлічний розрахунок

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Питомий обєм теплоносіїв | | | | | | Коефіцієнти втрат на вході і виході | | | | Відно-шення F/fcI | Відно-шення F/fcII | ΔP/P1I | ΔP/P1II |
| Гар. тепло-носій υIвх, м3/кг | Гар. тепло-носій υIвих, м3/кг | Середній υIср, м3/кг | Хол. тепло-носій υIІвх, м3/кг | Хол. тепло-носій υIІвих, м3/кг | Середній υIІср, м3/кг | КсІ | КвІ | КсІІ | КвІІ |
| 1 | 0,460 | 0,546 | 0,503 | 0,559 | 1,257 | 0,908 | 0,215 | 0,100 | 0,350 | 0,100 | 2523 | 3636 | 0,012 | 0,016 |
| 2 | 0,460 | 0,545 | 0,502 | 0,559 | 1,257 | 0,908 | 0,22 | 0,105 | 0,355 | 0,100 | 2703 | 3896 | 0,010 | 0,014 |
| 3 | 0,460 | 0,543 | 0,501 | 0,559 | 1,257 | 0,908 | 0,235 | 0,110 | 0,355 | 0,105 | 2883 | 4156 | 0,008 | 0,011 |
| 4 | 0,460 | 0,542 | 0,501 | 0,559 | 1,257 | 0,908 | 0,240 | 0,110 | 0,355 | 0,105 | 3063 | 4416 | 0,007 | 0,011 |
| 5 | 0,460 | 0,541 | 0,500 | 0,559 | 1,257 | 0,908 | 0,240 | 0,150 | 0,360 | 0,110 | 3243 | 4675 | 0,006 | 0,010 |
| 6 | 0,460 | 0,539 | 0,499 | 0,559 | 1,257 | 0,908 | 0,250 | 0,112 | 0,360 | 0,110 | 3423 | 4935 | 0,005 | 0,009 |

# Додаток Г

Тепловий баланс та витрата палива

Таблиця Г1 – Геометричні параметри стін топки

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Величина | | Формула або спосіб визначення | Розмір-ність | Чисельні значення |
| Найменування | Позна-чення |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Фронтова стіна 1 |  | З креслення | мм | 1420х3080 |
| Фронтова стіна 2 |  | З креслення | мм | 3080х420 |
| Фронтова стіна 3 |  | З креслення | мм | 1050х3080 |
| Задня стіна |  | З креслення | мм | 3080х3610 |
| Бокова стіна 1 |  | З креслення | мм | 2980х3480 |
| Бокова стіна 2 |  | З креслення | мм | 630х3480 |
| Стеля |  | З креслення | мм | 3080х3480 |
| Вихід з топки |  | З креслення | мм | 400 |
| Площа фронтової стіни 1 | Fф1 |  | м2 | 1,42·3,08 = 4,37 |
| Площа фронтової стіни 2 | Fф2 |  | м2 | 3,08·0,42 = 1,29 |
| Площа фронтової стіни 3 | Fф3 |  | м2 | 1,05·3,08 = 3,23 |
| Площа задньої стіни | Fз |  | м2 | 3,61·3,8 = 11,12 |
| Сумарна площа бічної стіни | Fб |  | м2 | 2,98·3,48 + +0,63·3,48·0,5= =11,47 |
| Сумарна площа стелі | Fс |  | м2 | 3,08·3,48 - π·0,42= =10,22 |
| Товщина кладки фронтової стіни 1  Шамотна цегла  Силікатна цегла | δш1ф  δс1ф | З креслення | мм  мм | 120  380 |
| Товщина кладки фронтової стіни 2  Шамотна цегла | δш2ф | З креслення | мм | 500 |
| Товщина кладки фронтової стіни 3  сталь  теплоізоляція | δст3ф  δа3ф | З креслення | мм  мм | 2,5  100 |
| Продовження таблиці Г1 | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Товщина кладки задньої стіни:  шамотна цегла  силікатна цегла | δшз  δсз | З креслення | мм  мм | 65  120 |
| Товщина кладки бічної стіни:  шамотна цегла  силікатна цегла | δшб  δсб | З креслення | мм  мм | 65  200 |
| Товщина кладки стелі :  шамотна цегла  силікатна цегла | δшс  δсс | З креслення | мм  мм | 65  200 |

Таблиця Г2 – Розрахунок втрат теплоти і витрати палива

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Величина | | Формула або спосіб визначення | Розмір-ність | Чисельні значення |
| Найменування | Позначення |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Теплопровідність матеріалів стін топки:  шамотна цегла  силікатна цегла  азбест  сталь | λш  λс  λа  λс | З креслення |  | 1,14  0,82  0,116  45 |
| Температура газів на виході з топки | ϑа | Приймаємо |  | 1600 |
| Наявна теплота | Qн=Qрн | Попередньо розраховано | кДж/кг | 17770 |
| Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання | q3 | Приймаємо | % | 1 |
| Втрати теплоти від механічної неповноти згорання | q4 | Приймаємо | % | 1,5 |
| Температура повітря в котельні | tн.с. | Приймаємо | 0C | 30 |
| Продовження таблиці Г2 | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Ентальпія холодного повітря | І0 х.п. | Табл. 1.4 | кДж/кг | 186 |
| Потужність топки | Qт | Задано | МВт | 6 |
| Температурний коефіцієнт об’ємного розширення повітря | β |  | К-1 |  |
| Усереднений  критерій Грасгофа | Gr |  | - |  |
| Критерій Ралея | Ra | Gr·Pr | - | 9,98·1010·0,698= 6,97·1010 |
| Критерій Нуссельта | Nu |  | - | 0,15·(6,97·1010)0,333= =612 |
| Коефіцієнт тепловіддачі до повітря |  |  |  | 612·0,028/2,98= =6 |
| Температура внутрішньої поверхні стін | t1 | Приймаємо |  | 1600 |
| Втрати теплоти фронтовою  стіною 1 | Qф1 |  | Вт |  |
| Втрати теплоти фронтовою  стіною 2 | Qф2 |  | Вт |  |
| Втрати теплоти фронтовою  стіною 3 | Qф3 |  | Вт |  |
| Продовження таблиці Г2 | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Сумарні втрати теплоти фронтовою  стіною | Qф | Qф1+ Qф2+ Qф3 | Вт | 9258+3340+4902= =17500 |
| Втрати теплоти задньою стіною | Qб |  | Вт |  |
| Втрати теплоти боковою стіною | Qб |  | Вт |  |
| Втрати теплоти стелею | Qс |  | Вт |  |
| Сумарна потужність втрат теплоти від огороджень котла |  | Qф+ Qз+2 Qб+ +Qс | Вт | 17500+46794+ +2·38012+33899= =174217 |
| Коефіцієнт втрат теплоти в топці від механічної і хімічної неповноти згорання | ηмф | 100- q3- q4 | % | 100-1-1,5=97,5 |
| Повна витрата палива | В |  | кг/с |  |
| Розрахункова витрата палива | Вр | В·(100- q4)/100 | кг/с | 0,356·(100-1,5)/100= =0,35 |
| Втрати теплоти через огородження | Q5 |  | кДж/кг | 174,217/0,35= =489,374 |
| Відсоткові втрати теплоти від огороджень | q5 | Q5/Qн·100 | % | 0,489/17,77 · 100 = =2,75 |
| Сумарні втрати теплоти в топці | ηвтр | 100- q3- q4- q5 | % | 100-1-1,5-2,75= =94,75 |
| Продовження таблиці Г2 | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Ентальпія газів на виході з топки з урахуванням втрат | І″ | Qн · ηвтр | кДж/кг | 17770·0,945= =16837 |
| Температура газів на виході з топки | ϑ″ | Табл. 1.4 |  | 1638 |
| Визначення похибки розрахунку | εϑ | (ϑ″- ϑа)/ϑ″· | - | (1638-1600)/1638=  =0,023 або 2,3% |
| Сумарна площа стін топки | F | ∑Fф + Fз + Fб + + Fс | м2 | 4,37+1,29+3,23+ +11,12+11,47·2+ +10,22=53,17 |
| Коефіцієнт теплопередачі між газами і повітрям | К |  | Вт/(м2·К) | =2,1 |
| Середній термічний опір стін топкової камери |  |  |  | ((0,12/1,14+0,38/0,82+ +0,5/1,14+0,0025/45+ +0,1/0,116)/3+ +(0,065/1,14+ 0,2/0,82)·4)/5= =0,31 |
| Коефіцієнт тепловіддачі від газів | α0 |  | Вт/(м2·К) | =95 |
| Середня температура внутрішніх стін топкової камери | tст |  |  | =1607 |
| Похибка | εс |  | - | =0,005 або 5% |

# Додаток Д

Розрахунок конструктивних елементів теплообмінника

Для визначення основних геометричних розмірів каналів та площі теплообміну однієї пластини приймаємо попереднньо розміри ТА: висота Н=1,65 м, ширина L=1,8 м, довжина В=1,8 м, висота гофра h=6,85 мм, товщина гофра δг=0,15 мм. Гофр теплообмінника показано на рисунку 4.



Рисунок Д1– Гофр теплообмінника

Крок гофра згідно [2]

 (м),

Кількість кроків (за формулою 4.1)

(шт).

Площа перерізу гофра (за формулою 4.2)

(м2).

Площа живого перерізу однієї пластини (за формулою 4.3)

Кількість каналів (за формулою 4.4)

(шт).

Площа живого перерізу по газу (за формулою 4.5)

(м2).

Площа живого перерізу по повітрю (за формулою 4.6)

(м2).

Площа теплообміну в теплообміннику (за формулою 4.7)



Тепловий розрахунок ТА

Теоретична температура газів на виході з теплообмінника (за формулою 4.8)



Температуру суміші на виході приймаємо 147 0С.

Густина суміші газів і повітря за [4]: ρcм = 0,748 кг/м3; ρп = 0,748 кг/м3;

Кінематична в’язкість теплоносіїв [4]: νсм = 48,03·10-6 м2/с; νп = 15,53·10-6м2/с.

Швидкість теплоносіїв (за формулою 4.9)

* повітря

;

* гази

.

Еквівалентний діаметр (за формулою 4.10)



Коефіцієнт тепловіддачі в теплообміннику із сторони гарячого і холодного повітря [3] (за формулою 4.11, 4.12)

αгар=(0,039/0,0142)·0,087·(13,93· 0,0142/48,03·10-6)0,687= 88,8(Вт/(м2·К))

= 92,4 (Вт/(м2 ·К)).

Ефективність теплообмінної поверхні в теплообмінника із сторони гарячого і холодного повітря [3] (за формулою 4.13)





Площа живого перерізу теплообмінника через яку надходить гаряче повітря (за формулою 4.15)



Площа живого перерізу теплообмінника через яку надходить холодне повітря (за формулою 4.16)



Коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику, умовно віднесений до площі поверхні, яка передає теплоту із сторони холодного повітря (за формулою 4.17)



Різниця температур між теплоносіями (за формулою 4.18, 4.19)

– менша

 (oС).

– більша



Середній температурний напір (за формулою 4.20)



Температурний напір для поперечної течії (за формулою 4.21)



Необхідна площа поверхні теплообміну (за формулою 4.22)

Отже, згідно формули (1.15) даний теплообмінник буде відповідати необхідній поверхні нагріву розрахованій в (2.15).

Зробимо перевірку правильності розрахунку. Знаходимо усереднені параметри повітря при його середній температурі в теплообміннику [3] (за формулою 4.24, 4.25)

– гарячого повітря



– холодного повітря



Середні температури відхідних газів та повітря за заданими початковими параметрами (за формулою 4.25, 4.26):

– середня температура відхідних газів



– середня температура свіжого повітря

.

Правильність визначення усереднених параметрів повітря при його середній температурі в теплообміннику та середніх температур відхідних газів за заданими початковими параметрами залежить від наступних умов:





Отже, умова виконується і розрахунки проведено вірно.

Аеродинамічний розрахунок теплообмінника

Втрати напору теплоносіїв

Коефіцієнт тертя в каналах теплообмінної поверхні із сторони гарячого і холодного повітря [2] (за формулою 4.29, 4.30)





Втрата тиску повітря в ТА із сторони гарячого і холодного повітря (за формулою 4.31, 4.32)







На нагнітальній лінії вентилятора встановлений компактний теплообмінник, аеродинамічний опір якого по даному теплоносію складає 1256 Па. Геометричні характеристики лінії всмоктування і нагнітання представлені в таблиці 3.

Коефіцієнти місцевих опорів[5]

* Поворот на 900 ζ = 1,19;
* поворот на 450 ζ = 0,318;
* вхід в канал ζ = 0,5;
* вихід з каналу ζ = 1;
* трійник ζ = 1.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Назва лінії | Кількість поворотів на 900 | Кількість поворотів на 450 | Діаметр каналу | Загальна довжина каналу |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | Всмоктувальна лінія | 2 | 1 | 1400 | 5,5 |
| 2 | Нагнітальна лінія | 1 | 3 | 1600 | 4,2 |

Таблиця Д1 – Геометричні характеристики ліній вентилятора

Коефіцієнт гідравлічного тертя згідно рекомендацій [7] приймаємо для всмоктувального і нагнітального повітропроводів 0,019.

Швидкості в каналах (за формулою 4.33, 4.34)

* всмоктувальному



* нагнітальному



Сумарні втрати тиску в повітропроводах (за формулою 4.35, 4.36)

* всмоктувальному



* нагнітальному



Сумарні втрати тиску в каналах (за формулою 4.36)

ΔР∑ = 434+ 334 + 1256 = 2024 (па)

# Додаток Е

Техніко-економічні показники роботи сушарки

Таблиця Е1 – Техніко-економічні показники роботи сушарки

