

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

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

УДК 697.92

Кваліфікаційна робота на правах
рукопису

ЗАРІЦЬКИЙ Євгеній Сергійович

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МІКРОКЛІМАТУ У
КОРІВНИКУ**

208 «Агроінженерія»

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

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

(підпис)

(ініціали та прізвище здобувача вищої освіти)

Керівник роботи
к.т.н., доц. Медведський О. В.

Житомир – 2023

АНОТАЦІЯ

Заріцький Є. С. **Удосконалення припливно-витяжної установки для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату у корівнику.** – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавр зі спеціальності 208 – агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023 р.

У кваліфікаційній роботі наведено аналіз наявних конструкційних рішень припливно-витяжних установок із системами утилізації тепла викидного повітря, розкриті їх переваги та недоліки. Визначено та обґрунтовано шляхи удосконалення серійної припливно-витяжної установки.

Кваліфікаційна робота вирішує питання підвищення ефективності припливно-витяжної установки за рахунок утилізації тепла витяжного повітря у зимовий період. Розроблена конструкція теплообмінника коробчастого типу.

Виконано розрахунки для встановлення конструкційних параметрів із заданими температурними режимами розробленого теплообмінника, проведено порівняльну оцінку серійної та удосконаленої установки.

Ключові слова: повітрообмін, температурний режим, теплообмінник, подача повітря, вентилятор.

ANNOTATION

Zaritskyi E. S. **Improvement of the supply and exhaust system to ensure optimal parameters of the microclimate in the cowshed.** – Qualification work on manuscript rights.

Qualification work for obtaining a bachelor's degree in specialty 208 – agroengineering. – Polissia National University, Zhytomyr, 2023

The qualification paper provides an analysis of the available design solutions of intake and exhaust units with waste air heat utilization systems, their advantages and disadvantages are revealed. The ways of improving the serial intake and exhaust system were defined and substantiated.

The qualification work solves the issue of increasing the efficiency of the supply-exhaust installation due to the utilization of the heat of the exhaust air in the winter period. The design of the box-type heat exchanger has been developed.

Calculations were made to establish design parameters with specified temperature regimes of the developed heat exchanger, a comparative evaluation of the serial and improved installation was carried out.

Key words: air exchange, temperature regime, heat exchanger, air supply, fan.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ	7
1.1. Вплив параметрів мікроклімату на фізіологічний стан корів	7
1.2. Аналіз існуючих конструкцій систем вентиляції у тваринницьких приміщеннях	9
Висновки до розділу 1	16
РОЗДІЛ 2. УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ	17
2.1. Обґрунтування параметрів утилізатора теплого повітря із тваринницького приміщення	17
2.2. Розрахунок на міцність елементів приєднання установки	22
Висновки до розділу 2	25
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОЗРОБЛЕНОГО УТИЛІЗАТОРА ТЕПЛОТИ	26
3.1. Заходи технічної експлуатації та обслуговування розробки	26
3.2. Ефективність удосконаленої припливно-витяжної установки	27
Висновки до розділу 3	31
ВИСНОВКИ	32
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	34
ДОДАТКИ	36

ВСТУП

Актуальність теми. Створення комфортних умов перебування корів у тваринницькому приміщенні є важливим науково-технічним завданням. Вченими встановлено значний вплив параметрів мікроклімату на здоров'я та продуктивність тварин. Так, доведено, що невідповідність параметрів мікроклімату зоотехнічним вимогам призводить до зниження кількості отриманого молока від однієї корови на 15-20 %, при цьому приріс живої ваги може знижуватись до 30 %. Важливим параметром мікроклімату є дотримання заданого температурного режиму у приміщенні як у літній так і у зимовий період.

Для задоволення параметрів мікроклімату у тваринницьких приміщеннях використовуються системи вентиляції як природні так і штучні. Природні системи вентиляції звичайно найбільш прийнятні за своєю економічністю, але клімат останнім часом зазнав змін оскільки виникають періоди із значними підвищеннями температури у літній час та із значними зниженнями температури у зимовий час. Дослідники відзначають що типові тваринницькі приміщення для утримання корів у зимовий період не задовольняють вимог комфортної температури, у деяких випадках температура знижувалась до мінусових значень, що негативно відображалось на продуктивності корів та їх стані здоров'я.

Штучні системи вентиляції забезпечують необхідний повітрообмін та температурний режим за допомогою вентиляційних систем та нагрівальних елементів. Використання електроприводу та електронагріву зокрема вимагає додаткових видатків на електроенергію. Тому, для економії витрат на обігрів приміщення у зимовий період (до 50-70 %) промисловість пропонує використовувати системи які забезпечують передачу тепла забрудненого повітря із приміщення до свіжого повітря яке надходить до приміщення. Такі системи називаються утилізаторами тепла витяжного повітря. відрізняються такі системи за способом акумулювання та передачі тепла свіжому повітрю.

Важливим для тваринницького приміщення є забезпечення санітарно-гігієнічних вимог під час реалізації процесу утилізації відпрацьованого теплого повітря із прийнятною ефективністю.

Таким чином, пошук раціонального технічного рішення припливно-витяжної установки для забезпечення необхідного до зооветеринарних та санітарно-гігієнічних вимог параметрів повітряного середовища у приміщенні для утримання корів вважається актуальною проблемою.

Мета і завдання. Мета кваліфікаційної роботи полягає у підвищенні ефективності припливно-витяжної установки шляхом збільшення ступені утилізації викидного теплого повітря із приміщення для підігрівання свіжого припливного повітря.

Для реалізації мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз систем повітрообміну у тваринницькому приміщенні, оцінити системи з утилізацією викидного тепла;
- встановити конструкторсько-технологічні параметри повітрообмінних систем із утилізаторами тепла, встановити відмінності, переваги та недоліки;
- розробити удосконалену конструкцію припливно-витяжної установки із теплообмінником для передачі тепла витяжного повітря свіжому припливному повітрю;
- визначити конструкційні параметри та температурні режими розробленого рекуперативного теплообмінника для корівника;
- виконати перевірочні розрахунки на міцність елементів кріплення установки;
- визначити енергетичну ефективність використання припливно-витяжної установки із розробленим теплообмінником.

Об'єкт досліджень – припливно-витяжна установка із утилізатором тепла викидного повітря.

Предмет досліджень – конструкційні параметри та температурні режими припливно-витяжної установки із рекуперативним теплообмінником.

Методи досліджень. У кваліфікаційній роботі для вирішення наведених завдань використовувались основні положення та закони теплотехніки, термодинаміки та тепломасообміну, використовувалися відомі методи механіки матеріалів. Деякі теоретичні дослідження виконували за допомогою прикладних програм програмного середовища Microsoft.

Апробація результатів роботи. Результати які наведені у кваліфікаційній роботі пройшли належну апробацію – доповідались на науково-практичних конференціях, викладено у наступних друкованих працях:

1. Медведський О. В., Заріцький Є. С. Вплив параметрів мікроклімату на фізіологічний стан корів. *Наукові читання–2023* : матеріали науково-практичної конференції. 19 квітня 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. С. 85–87.

2. Заріцький Є. С. Розроблення установки для утилізації тепла. *Наукові читання–2023* : матеріали науково-практичної конференції. 19 квітня 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. Т. 3. С. 87–89.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота включає вступ, три розділи основної частини, загальні висновки, список використаних літературних джерел (22 найменування), викладена на 35 сторінках комп'ютерного тексту.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ

1.1. Вплив параметрів мікроклімату на фізіологічний стан корів

Дотримання параметрів мікроклімату у тваринницькому приміщенні має важливе значення для збереження здоров'я та продуктивного потенціалу тварин. Так, дослідженнями [1-3] встановлено, що відхилення параметрів мікроклімату від фізіологічно зумовлених норм впливає на підвищену схильність тварин до захворювань, може спричинити відхід до 40 % молодняку, зниження до 10-20 % рівня надою молока, зменшення до 30 % приросту живої маси тварин на відгодівлі, настриг вовни зменшується до 20 %. При цьому спостерігаються додаткові витрати кормів, а на лікування корів треба витратити додаткові кошти. Окрім цього, невідповідність мікроклімату встановленим вимогам призводить до скорочення терміну експлуатації тваринницьких приміщень та технологічних машин і обладнання

На мікроклімат у тваринницькому приміщенні має вплив, також, видові та вікові ознаки тварин, щільність їх розміщення у приміщенні. Окрім цього, на мікроклімат у тваринницькому приміщенні чинять значний вплив наступні фактори: [2]

- кліматична зона розташування тваринницького підприємства;
- конструкційні особливості будівлі та матеріали з яких вона виготовлена, властивості структурних елементів;
- способи утримання тварин у приміщенні;
- засоби механізації та автоматизації технологічних процесів.

Зоотехнологічні та санітарно-гігієнічні вимоги до підтримання параметрів мікроклімату зводяться до того, щоб усі його показники підтримувалися в межах, визначених нормами технологічного проектування приміщень для утримання тварин. [1, 4] Слід підкреслити важливість дотримання стабільності рівня показників мікроклімату. Особливо шкідливим вважається різке

порушення параметрів мікроклімату в наслідок відхилень у функціонування відповідного обладнання. Відхилення від оптимальних параметрів, відповідно до встановлених норм, за будь-яким показником супроводжується, як правило, зниженням продуктивності тварин. При різкому коливанні температурних режимів можуть спостерігатися захворювання та падіж тварин, особливо це стосується молодняку. [4]

Одним із значущих чинників, котрі впливають на продуктивність тварин, окрім повноцінної годівлі, є температурний режим у тваринницького приміщення.

Температура повітря – основний фізичний подразник організму, оскільки забезпечує вплив на його теплообмінні процеси. Будь-яка зміна температури повітря впливає на фізіологічні процеси. Так, зниження температури нижче від критичного значення призводить до пришвидшення обміну речовин та продукування тепла в організмі тварин. Це може спричинити перевитрати кормів. Якщо компенсувати втрати виявиться неможливим або це відбудеться несвоєчасною, може спостерігатися зниження продуктивності тварин.

Так, дослідженнями [1-4] встановлено, що при утриманні худоби в приміщеннях при температурі повітря нижче ніж 5°C, надій корів зменшується на 1-2 літри від кожної корови, приріст маси телят знижується до 15-20 %.

Таким чином, для досягнення максимальної продуктивності тварин, мікроклімат у тваринницьких приміщеннях має відповідати встановленим зоотехнічним та зоогігієнічним вимогам. Особливо це стосується температурного режиму у приміщенні. Підтримувати бажану температуру у холодний період року вимагає значних витрат енергетичних, а тому і грошових, ресурсів. Вирішити проблему забезпечення бажаного температурного режиму у приміщення можна за рахунок використання утилізаторів вторинної теплоти. Мова йде про використання теплоутилізаторів, які будуть передавати тепло відпрацьованого теплого повітря із приміщення свіжому припливному повітрю із зовні. При цьому можна отримати економію енергетичних ресурсів та

здешевити процес підтримання бажаного температурного режиму у приміщенні. [1]

1.2. Аналіз існуючих конструкцій систем вентиляції у тваринницьких приміщеннях

Найбільш широко для молочних тваринницьких підприємств використовуються припливно-витяжні установки типу ПВУ (рис. 1.1). Це аргументовано тим, що установка типу ПВУ під час видалення забрудненого повітря забезпечує передачу його тепла через огорожувальну стінку холодному свіжому повітрю, яке надходить у приміщення.

Принцип роботи установки типу ПВУ (рис. 1.1) полягає в наступному. Свіже повітря по кільцевому кану 8 надходить до приміщення через напрямні, які розташовані по колу у вигляді віяла. Швидкість повітряного потоку забезпечується лопатями 3 вентилятора і становить 4-5 м/с, що перевищує зоотехнічні вимоги – до 1 м/с. Але за рахунок того що потік свіжого повітря зустрічається і повітряним простором приміщення, через деякий час його швидкість знижується до допустимих меж. Окрім цього, повітря втрачає свою швидкість в момент виходу із напрямних. Це відбувається відповідно до законів руху нестисненого середовища із зони високого тиску у зону нижчого тиску через систему розширення каналу. В момент виходу із напрямних тиск знижується і відповідно знижується швидкість потоку.

Забруднене повітря із приміщення видаляється за допомогою внутрішніх лопатей 4 вентилятора (рис. 1.1) через внутрішню порожнину установки. Під час руху брудне повітря віддає через роздільну стінку своє тепло свіжому повітрю, яке рухається у порожнині між стінками. Завдяки цьому буде витрачатись менше енергії нагрівальних елементів 2 у зимовий період для підтримання необхідного температурного режиму у тваринницькому приміщенні.

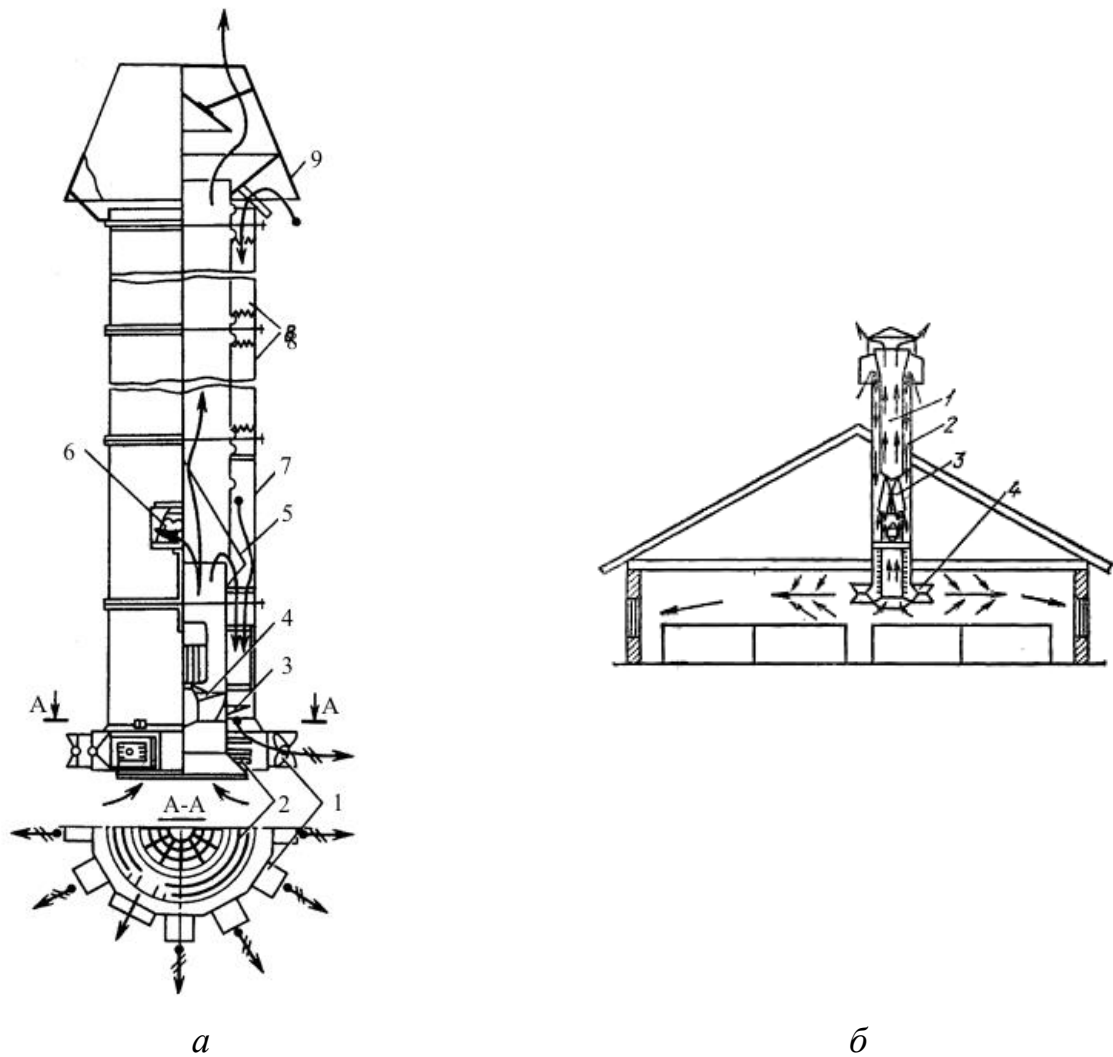


Рис. 1.1. Припливно-витяжна установка ПВУ-9М: *а* – схема конструкції: 1 – напрямні; 2 – електронагрівачі; 3, 4 – лопаті вентилятора; 5 – рухома засувка; 6 – привод засувки; 7 – корпус; 8 – порожнина внутрішня; 9 – дефлектор; *б* – схема розміщення у корівнику: 1 – рух брудного повітря; 2 – рух свіжого повітря; 3 – рухомі засувки; 4 – спрямовувачі свіжого повітря

Рухомі заслінки 5 можуть бути повністю відкритими. Це використовується у літній період для забезпечення максимального проходу свіжого повітря. Рухомі заслінки 5 можуть бути повністю закритими для тимчасового вирівнювання температури у зимовий період, якщо зовні досить низька температура і система нагрівальних елементів не справляється. У проміжному положенні заслінки 5 сполучають кільцеву порожнину та внутрішню порожнину на певну величину. Це відбувається тоді, коли

необхідно підтримати температуру у приміщенні за рахунок домішування брудного теплого повітря із чистим холодним зовнішнім повітрям. При цьому можна отримати бажану температуру у приміщенні без надмірного використання електронагріву, що економить енергоносії зі збереженням граничних вимог до параметрів мікроклімату у приміщенні.

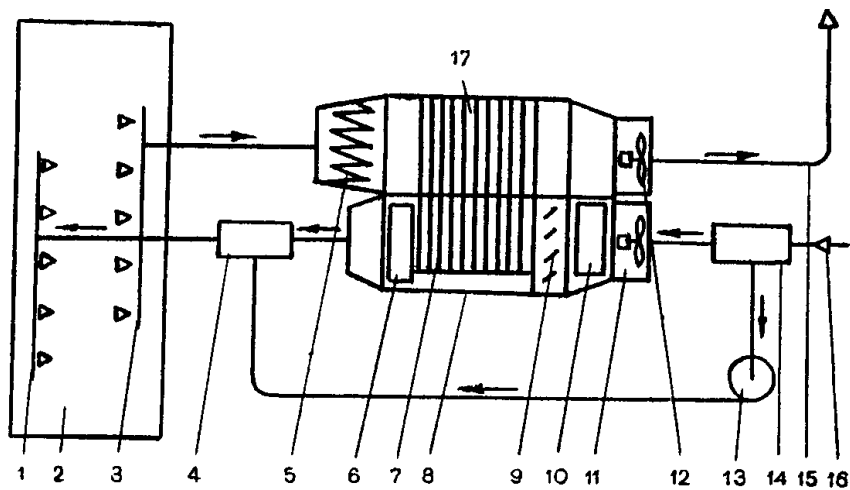
Недоліком установок типу ПВУ є невелика площа теплообміну, що нівелює сам ефект від теплопередачі. Окрім цього, домішування теплого брудного повітря із свіжим холодним не можна вважати гарним рішенням так як у приміщенні можуть повернутись мікроорганізми та запахи, що зашкодить здоров'ю тварин.

Для усунення низького ефекту від теплообміну промисловість пропонує використовувати для тваринницьких підприємств системи утилізації тепла тварин у спеціальних установках – теплоутилізаторах.

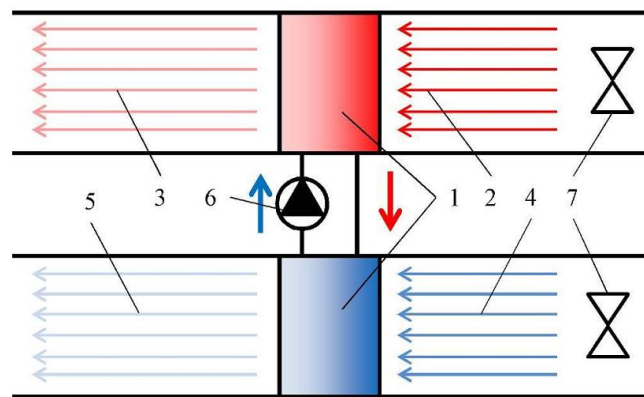
Утилізатори тепла витяжного повітря поділяються на три великі групи:

- утилізатори котрі використовують проміжний теплоносій, до цієї групи належать теплообмінники з використанням теплових труб;
- утилізатори рекуперативні (передача тепла теплого повітря до холодного повітря відбувається через розділову стінку);
- утилізатори регенеративні (для передачі тепла від теплого забрудненого до холодного свіжого повітря відбувається через одну і ту саму поверхню рухомої стінки).

Утилізатор теплоти витяжного повітря з проміжним теплоносієм на теплових трубках типу ТУТ подано на рис. 1.2. Кожна трубка вакуумована та заповнена теплоносієм – як правило фреоном. Теплообмінник установки складається із декількох блоків які мають від 10 до 30 трубок теплових по 1-2 м кожна. Кожен блок поділений на дві частини за допомогою герметичної перегородки таким чином що утворюється випарна та конденсаційна зони. Через випарну зону рухається витяжне тепле повітря, а через конденсаційну проходить холодне свіже повітря.



a



б

Рис. 1.2. Теплоутилізаційна установка на теплових трубах: *a* – загальна схема: 1 – свіже повітря; 2 – приміщення; 3 – витяжне повітря; 4 – камера змішування; 5 – фільтр; 6, 10 – електронагрівач; 7 – труби теплові; 8 – канал прохідний; 9 – напрямні; 11 – вентилятор свіжого повітря; 12 – вентилятор теплого повітря; 13 – вентилятор допоміжний; 14 – камера свіжого повітря; 15 – видалення теплого повітря; 16 – вхід свіжого повітря; 17 – блоки теплових труб; *б* – принцип роботи: 1 – зони для теплообміну; 2 – рух повітря із приміщення; 3 – рух повітря назовні; 4 – свіже холодне повітря; 5 – підігріте свіже повітря; 6 – насос для холодоагенту (за потреби); 7 – вентилятори

Принцип роботи полягає в наступному (рис. 1.2). В наслідок проходження теплого повітря із приміщення, фреон у випарній частині теплообмінника випаровується і надходить у зону конденсації де віддає своє

тепло холодному свіжому повітрю. У зоні конденсації пари фреону охолоджуються і перетворившись на рідину самопливом повертаються у зону випаровування. З цією метою вакуумні теплові трубки зроблено нахиленими під кутом 5-7°. Після повернення рідкого фреону у зону випаровування цикл повторюється. У деяких схемах передбачене примусове переміщення фреону за допомогою насосного обладнання. В такому випадку рідкий фреон подається у зону випаровування примусово, а повертається у зону конденсації під дією сил гравітації. Деяку частину свіжого повітря можна пустити в обхід зони конденсації через прохідний канал 8 (див. рис. 1.2) та змішати із теплим повітрям, регулюючи тим самим температурний режим у приміщенні.

Недоліком таких систем можна назвати складність конструкції та потреба у якісному технічному обслуговуванні аналогічно до холодильних машин. Окрім цього, фреон є досить небезпечним продуктом для екології.

Регенеративний утилізатор теплоти витяжного повітря типу РТВП (рис. 1.3) в якості поверхні теплообміну має рухомі диски.

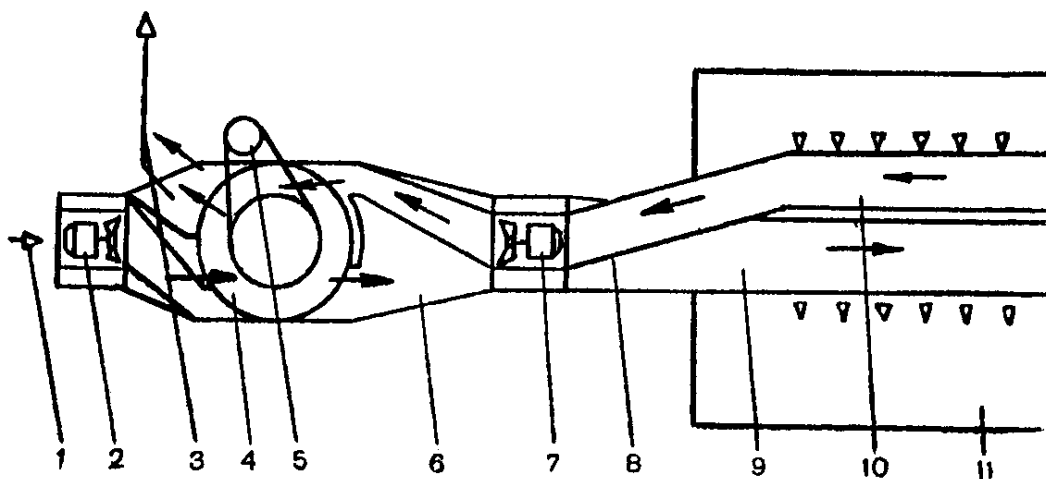


Рис. 1.3. Схема конструкції вентиляційної системи з регенеративним утилізатором РТВП: 1 – спрямовувач свіжого повітря; 2 – вентилятор; 3 – вихід забрудненого повітря; 4 – рухомий диск; 5 – електродвигун; 6 – порожнина; 7 – вентилятор теплого повітря; 8 – патрубок; 9 – подача свіжого повітря; 10 – видалення брудного теплого повітря; 11 – приміщення для тварин

Принцип роботи регенеративного утилізатора теплоти витяжного повітря (рис. 1.4) полягає у наступному. Тепле повітря нагріває частину диска який обертається на осі поділу руху витяжного та припливного повітря. повернувшись у зону свіжого повітря нагрітий диск віддає своє тепло.

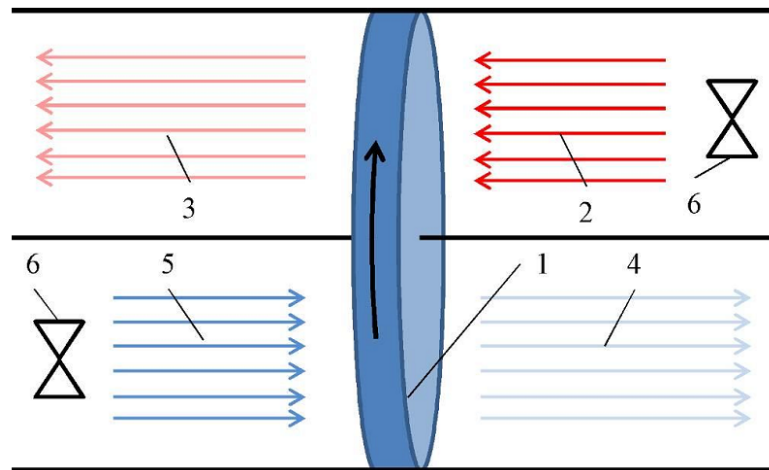


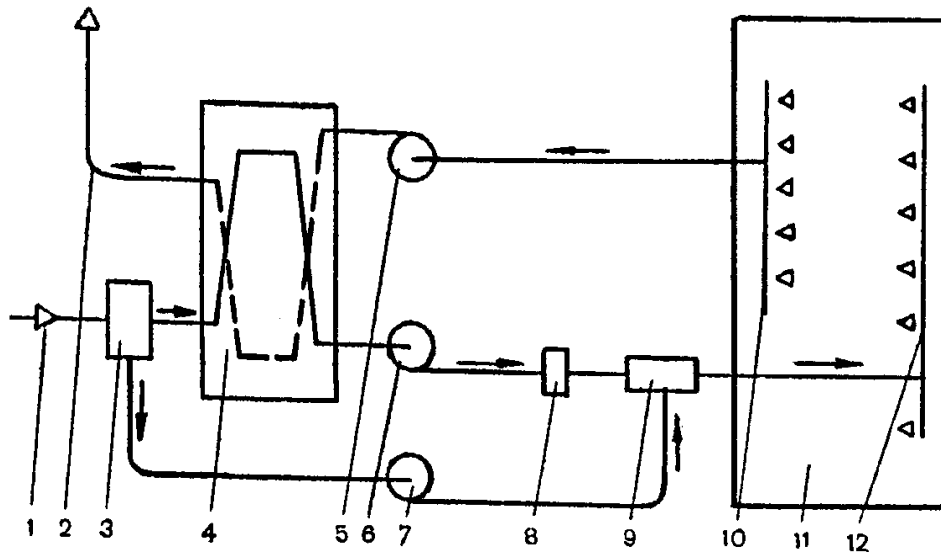
Рис. 1.4. Схема роботи регенераторного утилізатора: 1 – дискова теплообмінна поверхня; 2 – рух теплого повітря; 3 – рух повітря назовні; 4 – рух підігрітого свіжого повітря; 5 – свіже холодне повітря; 6 – вентилятори

Частота обертання диска встановлюється в межах 200-500 об/хв. вибирається така частота обертання щоб забезпечити видалення конденсату та уникнути обмерзання в холодну пору.

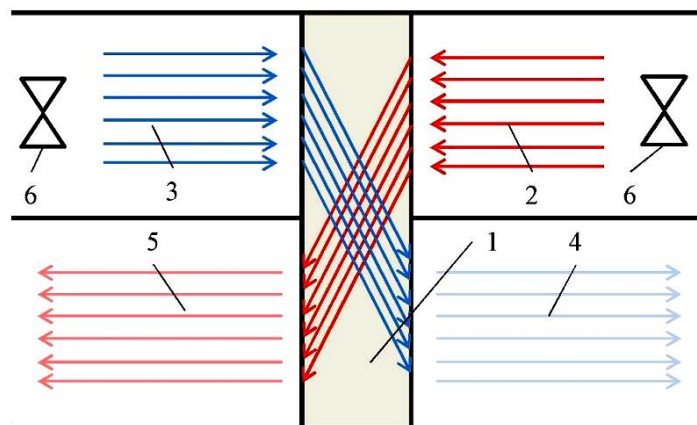
Недоліком такого типу утилізаторів є можливість перенесення забруднень від теплого повітря до свіжого через спільну контактну поверхню. Тому використання таких утилізаторів має передбачати підвищенні вимоги до забезпечення уникнення потрапляння шкідливостей назад у приміщення.

Найбільшого поширення для повернення теплоти витяжного повітря назад у приміщення із свіжим повітрям набули рекуперативні утилізатори. Для тваринницьких приміщень, і для будь-яких інших виробничих приміщень, може використовуватись установка типу ТНС (рис. 1.5) яка працює за принципом

рекуперації тепла за рахунок перехресного руху між герметичними поверхнями теплового забрудненого та холодного свіжого повітря.



a



б

Рис. 1.5. Схема використання рекуперативного утилізатора типу ТНС: *a* – структурна схема: 1 – вхід свіжого повітря; 2 – вихід теплового забрудненого повітря; 3 – порожнина утилізатора; 4 – теплообмінник; 5 – вентилятор теплового повітря; 6 – вентилятор свіжого повітря; 7 – вентилятор допоміжний; 8 – електронагрівач; 9 – змішувач потоків; 10 – видалення брудного повітря; 11 – приміщення для тварин; 12 – подача свіжого повітря; *б* – схема принципу роботи: 1 – теплообмінник; 2 – спрямування забрудненого повітря; 3 – спрямування свіжого повітря; 4 – рух свіжого підігрітого повітря; 5 – вихід забрудненого повітря; 6 – вентилятор.

З метою інтенсифікації процесу теплообміну поверхні теплообмінних пластин утилізатора виконані гофрованими. В наслідок цього можна збільшити площу теплообміну, яка для установки ТНС складає 32 м². З метою уникнення обмерзання поверхні теплообмінника використовується система керування потоком повітря. Так, тепле забруднене повітря має постійну швидкість руху між пластинами, а свіже повітря рухається із змінними швидкостями.

Недоліком установки для утилізації тепла витяжного повітря типу ТНС є недостатня поверхня теплообміну, що потребує використання великих об'ємів приміщення для розташування обладнання.

Висновки до розділу 1

1. Встановлено, що дотримання оптимальних параметрів мікроклімату у тваринницькому приміщенні суттєво впливає на здоров'я та продуктивність тварин. Так невідповідність температурного режиму може знижувати продуктивність корів до 20 %, а приріст – на 30 %.

2. Оцінка систем вентиляції у корівнику вказала на потенціал використання систем утилізації теплоти витяжного забрудненого повітря. Як найбільш прийнятним для подальшого удосконалення є рекуперативна система на базі припливно-витяжної установки типу ПВУ.

РОЗДІЛ 2

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

2.1. Обґрунтування параметрів утилізатора теплого повітря із тваринницького приміщення

Припливно-витяжну установку типу ПВУ яка використовується для тваринницьких приміщень пропонується обладнати рекуперативним теплообмінником. З цією метою необхідно виконати розрахунок відповідно до розробленої схеми на рис. 2.1. [12]

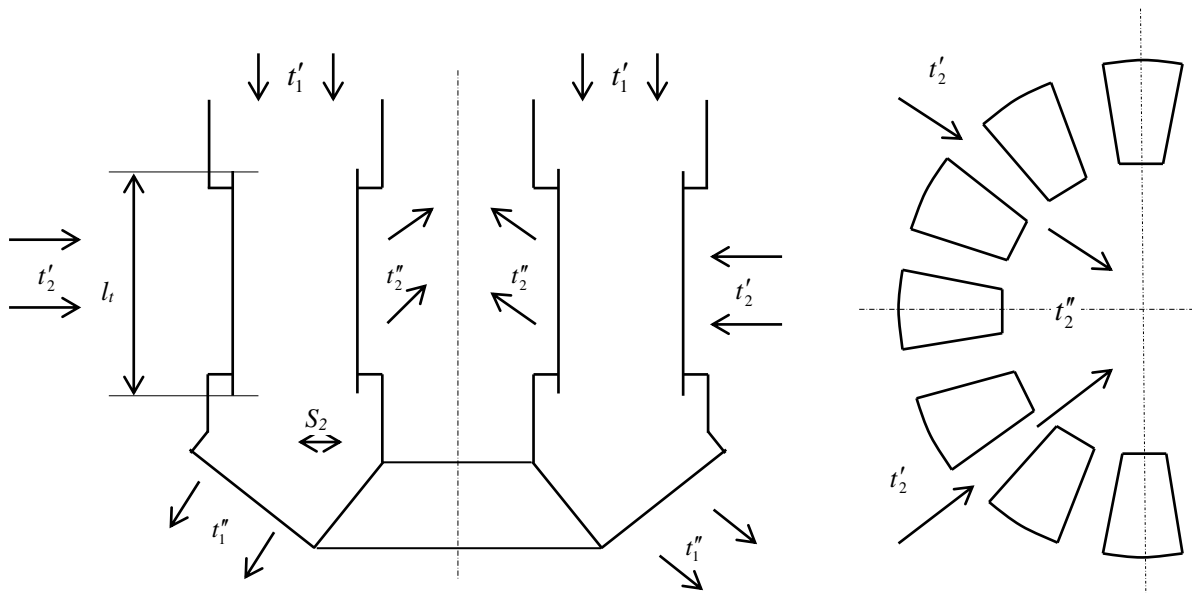


Рис. 2.1. Розрахункова схема теплообмінника

Прийемо, що свіже (холодне) повітря буде із середньою зимовою температурою для нашого регіону $t'_1 = -10^{\circ}\text{C}$ яке потрібно підігріти в утилізаторі тепла до температури $t''_1 = 1^{\circ}\text{C}$. Згідно розрахунків відповідно до методики [2] температура повітря в приміщенні буде становить $t'_2 = 8^{\circ}\text{C}$. Відповідно до рекомендацій [2, 10-12] температура повітря на виході із установки повинна становити $t''_2 = 1,0^{\circ}\text{C}$.

Розрахунок будемо проводити з врахуванням відомих методик та рекомендацій викладених у [2, 13-18] в наступній послідовності.

Середня температура припливного повітря становить:

$$t_1^{cp} = t_1' + t_1'' / 2, \quad (2.1)$$

$$t_1^{cp} = (-10 + 1) / 2 = -4,5^{\circ}C,$$

Тепловий потік, який передається свіжому повітрю:

$$Q = M_1 \times C_1 (t_1'' - t_1'), \quad (2.2)$$

де M_1 – подача свіжого повітря, кг/с, для ПВУ-9, $M_1=11,9$ кг/с;

C_1 – питома теплоємність свіжого повітря, $C_1=1,0054$ кДж/кг $\times^{\circ}C$

$$Q = 11,9 \times 1,0054 (1 - (-10)) = 131,6 \text{ кВт.},$$

Напір логарифмічний усереднений за умови перехресного взаємного переміщення холодного і теплого повітря:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp.nrom} \times \varepsilon, \quad (2.3)$$

де $\Delta t_{cp.nrom}$ – середній температурний напір, $^{\circ}C$;

ε – коефіцієнт зміни напору, $\varepsilon=0,8$

$$\Delta t_{cp.nrom} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\mu})}, \quad (2.4)$$

де Δt_{δ} – різниця температур між повітрям на виході із установки та повітрям на вході у установку, $\Delta t_{\delta}=11$ $^{\circ}C$;

Δt_{μ} – різниця температур між повітрям на вході із приміщення та вході свіжого повітря у приміщення, $\Delta t_{\mu}=7$ $^{\circ}C$;

$$\Delta t_{cp.nrom} = \frac{11,0 - 7}{\ln(11,0 / 7)} = 8,85^{\circ}C.,$$

$$\Delta t_{cp} = 8,85 \times 0,8 = 7,08^{\circ}C.,$$

Число Рейнольдса для свіжого повітря:

$$R_{e1} = \frac{v_1 \times d_e}{\nu_1}, \quad (2.5)$$

де d_e – еквівалентний розмір спів ставний із діаметром елемента теплообмінника, приймаємо $d_e=0,3$ м;

v_l – швидкість повітря в елементі теплообміннику, $v_l=4,0$ м/с;

ν_l – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\nu_l=13,195 \times 10^{-6}$ м²/с.

$$R_{e1} = \frac{4,0 \times 0,3}{13,195 \cdot 10^{-6}} = 90943,54.,$$

Таким чином, режим течії свіжого повітря буде турбулентний, тоді критерій Нуссельта становить:

$$N_{u1} = 0,021 \cdot R_{e1}^{0,8} \cdot P_{r1}^{0,43} \cdot \zeta_1, \quad (2.6)$$

де P_{r1} – критерій Прандтля, $P_{r1}=0,7075$

ζ_1 – коефіцієнт, $\zeta_1=1$

$$N_{u1} = 0,021 \cdot 90943,54^{0,8} \cdot 0,7075^{0,43} \cdot 1 = 367,73,$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі від стінки елемента до свіжого повітря становить:

$$\alpha_1 = \frac{N_{u1} \cdot \lambda_1}{d_e}, \quad (2.7)$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності для свіжого повітря, $\lambda_1=2,432 \times 10^2$ Вт/м·°С,

$$\alpha_1 = \frac{367,73 \cdot 2,432 \cdot 10^{-2}}{0,3} = 29,8 \text{ Вт/м}^2 \times \text{°С},$$

Середня температура теплого повітря із приміщення:

$$t_2^{cp} = t_2' + t_2'' / 2, \quad (2.8)$$

$$t_2^{cp} = (8 + 1) / 2 = 4,5 \text{ °С},$$

Число Рейнольдса для теплого повітря:

$$R_{e2} = \frac{v_2 \times d_{ze}}{\nu_2}, \quad (2.9)$$

де d_{ze} – зовнішній еквівалентний розмір під діаметр елемента теплообмінника, приймаємо $d_{ze}=0,302$ м;

v_2 – швидкість теплого повітря із приміщення, $v_2=8,2$ м/с

ν_l – коефіцієнт кінематичної в'язкості теплого повітря, $\nu_l=14,16 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$R_{e2} = \frac{8,2 \times 0,302}{14,16 \cdot 10^{-6}} = 174887,$$

Тоді, критерій Нуссельта визначається за залежністю:

$$N_{u2} = 0,22 \cdot R_{e2}^{0,65} \cdot P_{r2}^{0,36} \cdot \xi_\phi \cdot \xi_s \cdot \xi_n, \quad (2.10)$$

де P_{r2} – критерій Прандтля, $P_{r2}=0,705$;

ξ_ϕ – поправочний коефіцієнт, так як $\phi=90^\circ$, то $\xi_\phi=1$;

ξ_n – коефіцієнт, кількості рядів елементів, прийmemo один ряд, $\xi_n=1,0$;

ξ_s – коефіцієнт кроку елементів теплообмінника:

$$\xi_s = \left(\frac{d_{3e}}{S_2} \right)^{0,15}, \quad (2.11)$$

де S_2 – крок в напрямку руху забрудненого повітря, прийmemo $S_2=0,10 \text{ м}$.

$$\xi_s = \left(\frac{0,302}{0,10} \right)^{0,15} = 1,18.$$

$$N_{u2} = 0,22 \cdot 174887^{0,65} \cdot 0,705^{0,36} \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 1 = 785,39.$$

Коефіцієнт тепловіддачі тепла стінці труби:

$$\alpha_2 = \frac{N_{u2} \cdot \lambda_2}{d_{3e}}, \quad (2.12)$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності, для $t_2^{cp}=4,5^\circ\text{C}$, $\lambda_2=2,51 \times 10^{-2} \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$.

$$\alpha_2 = \frac{785,39 \cdot 2,51 \cdot 10^{-2}}{0,302} = 65,28 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C},$$

Коефіцієнт теплопередачі становить:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.13)$$

де λ_T – коефіцієнт теплопровідності поверхні теплообміну, для оцинкованої сталі, $\lambda_T=19,2 \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$;

δ – товщина стінки, $\delta=0,001 \text{ м}$.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{29,8} + \frac{0,001}{19,2} + \frac{1}{65,28}} = 40,44 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$$

Загальна площа теплообміну:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (2.14)$$

$$F = \frac{131,6 \cdot 10^3}{40,44 \cdot 7,08} = 315,8 \text{ м}^2$$

Довжину елемента в теплообміннику:

$$l_T = \frac{F}{l \cdot n_p}, \quad (2.15)$$

де n_p – кількість елементів в теплообміннику, $n_p=40$;

l – периметр одиниці елемента теплообміну, $l=0,94$ м.

$$l_T = \frac{315,8}{0,94 \cdot 40} = 8,37 \text{ м},$$

Довжина елемента теплообміну в одній установці буде становити:

$$l'_T = \frac{l_T}{m}, \quad (2.16)$$

де m – кількість теплообмінників, на одне приміщення, використовують комплект ПВУ-9 який має $m=6$ шт. установок.

$$l'_T = \frac{8,37}{6} = 1,39 \text{ м}.$$

Таким чином, розроблений теплообмінник утилізатора теплого повітря із приміщення має розрахункову довжину активної зони 1,39 м. Такі конструкційні параметри дозволяють прогріти свіже повітря із температурою -10°C до температури повітря $+1,0^\circ\text{C}$ за умови дотримання бажаного повітрообміну у приміщенні.

З конструкційних міркувань та зручності виготовлення для розробленої конструкції теплообмінного пристрою приймемо довжину елемента $l'_T=1,40$ м.

2.2. Розрахунок на міцність елементів приєднання установки

Припливно-витяжна установка у приміщенні приєднана за допомогою з'єднання у вигляді підвісу. Таке з'єднання дозволяє надійно зафіксувати установку і забезпечити передачу незначних мікроколивань для унеможливлення замерзання конденсату.

На вісь системи приєднання (рис. 2.2) будуть діяти сили руйнування стержня. Два елементи поєднані між собою за допомогою пальця, який встановлено у отвори відповідного діаметра.

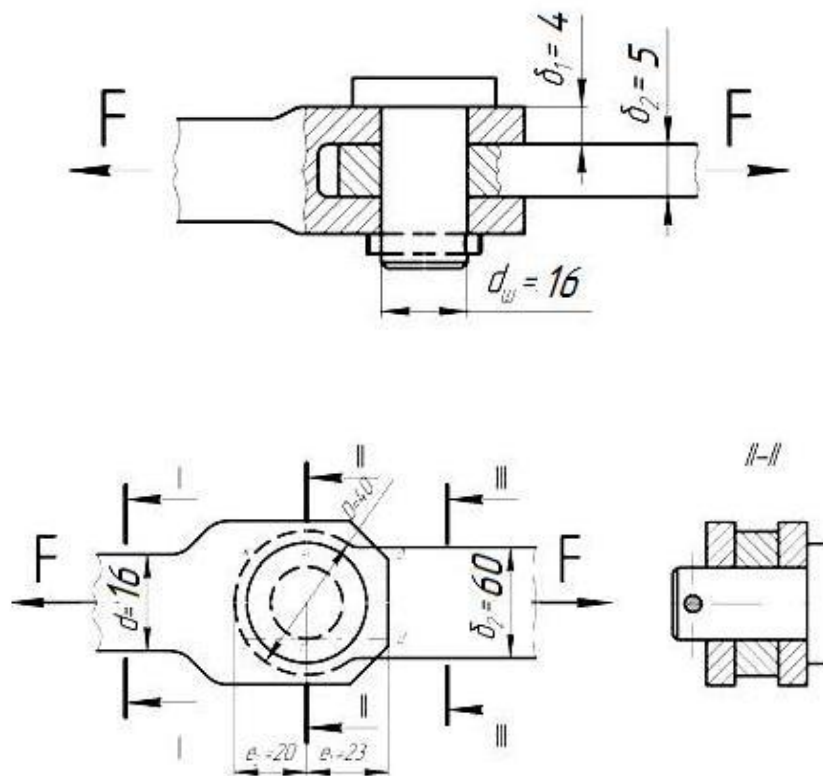


Рис. 2.2. Розрахункова схема приєднання установки

Відповідно до рекомендацій [19-21] розрахунок елементів системи будемо виконувати у наступній послідовності.

Визначаємо допустиме навантаження яке отримає тяга при розтягу:

а) для перетину I-I:

$$[F_p]_I = [\sigma_p] \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (2.17)$$

де $[\sigma_p]$ – допустимі напруження на розтяг, $[\sigma_p]=120$ Н/мм²;
 d – діаметр пальця, прийємо $d=16$ мм.

$$[F_p]_I = 120 \cdot \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} = 24,115 \times 10^3 \text{ Н.}$$

б) для перетину II-II:

$$[F_p]_{II}^1 = [\sigma_p] \cdot 2 \cdot (b_1 - d_w) \cdot \delta_1, \quad (2.18)$$

де b_1 – перетин вушка, $b_1=40$ мм.

$$[F_p]_{II}^1 = 120 \cdot 2 \cdot (40 - 16) \cdot 4 = 23,04 \times 10^3 \text{ Н.}$$

Визначаємо допустиме навантаження яке розтягує другу пластину кріплення:

а) для перетину III-III:

$$[F_p]_{III}^2 = [\sigma_p] \cdot b_2 \cdot \delta_2, \quad (2.19)$$

$$[F_p]_{III}^2 = 120 \cdot 60 \cdot 5 = 36 \times 10^3 \text{ Н.}$$

б) для перетину II-II:

$$[F_p]_{III}^2 = [\sigma_p] \cdot (D - d_w) \cdot \delta_2, \quad (2.20)$$

$$[F_p]_{III}^2 = 120 \cdot (40 - 16) \cdot 5 = 14,4 \times 10^3 \text{ Н.}$$

Визначаємо допустиме зусилля на зріз пальця для двох зон дотику:

$$[F_{зр}]_I = [\tau_{зр}] \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_w^2}{4}, \quad (2.21)$$

де $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження на зріз, $[\tau_{зр}]=80$ Н/мм².

$$[F_{зр}]_I = 80 \cdot 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} = 32,15 \times 10^3 \text{ Н.}$$

Визначаємо допустиме навантаження з розрахунку стінок отворів у вушках на зминання. Для першого елемента кріплення площа яка зминається від сили F :

$$A_{зм1} = 2 \cdot d_{ш} \cdot \delta_1, \quad (2.22)$$

$$A_{зм1} = 2 \cdot 16 \cdot 4 = 128 \text{ мм}^2.$$

Для другого елемента кріплення:

$$A_{зм2} = d_{ш} \cdot \delta_2, \quad (2.23)$$

$$A_{зм2} = 16 \cdot 5 = 80 \text{ мм}^2.$$

Подальший розрахунок виконуємо для елемента конструкції кріплення який найбільше навантажений:

$$[F_{зм}]^2 = [\sigma_{зм}] \cdot \delta_2 \cdot d_{ш}, \quad (2.24)$$

де $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження на зминання, $[\sigma_{зм}] = 210 \text{ Н/мм}^2$

$$[F_{зм}]^2 = 210 \cdot 5 \cdot 16 = 16,8 \times 10^3 \text{ Н}.$$

Визначаємо допустиме навантаження країв отворів на сколювання:

а) для елемента 1:

$$[F_{вик}]^1 = [\tau_{зр}] \cdot 2 \cdot e_1 \cdot 2\delta_1, \quad (2.25)$$

$$[F_{вик}]^1 = 80 \cdot 2 \cdot 23 \cdot 2 \cdot 4 = 29,44 \times 10^3 \text{ Н}.$$

б) для елемента 2:

$$[F_{вик}]^2 = [\tau_{зр}] \cdot 2e_2 \cdot \delta_2, \quad (2.26)$$

$$[F_{вик}]^2 = 80 \cdot 2 \cdot 20 \cdot 5 = 16 \times 10^3 \text{ Н}.$$

Отже, для перетину II будуть діяти найменші зусилля.

Для забезпечення цілісності елементів системи кріплення повинна виконуватись умова:

$$[F_{дон}] \geq F, \quad (2.27)$$

де F – сила що діє у перетині елементів кріплення з розрахунку на одне з'єднання, $F = 2,97 \times 10^3 \text{ Н}$.

$$14,4 \times 10^3 \text{ Н} > 2,97 \times 10^3 \text{ Н}.$$

Отже, умова міцності (2.27) виконується, тому закладені конструкційні розміри елементів конструкції системи приєднання установки обрано вірно.

Висновки до розділу 2

1. Для збільшення ефективності утилізації теплого забрудненого повітря яку видаляється із приміщення у роботі пропонується обладнати припливно-витяжну установку ПВУ-9М теплообмінником рекуперативного типу. Розроблена схема теплообмінника яка передбачає перехресний рух теплого забрудненого повітря із приміщення і свіжого холодного повітря до приміщення.

2. Виконані розрахунки запропонованої конструкції теплообмінника дозволили встановити конструкційні параметри та температурні режими роботи. При використанні 40-ка елементів теплообмінного пластинчасто-коробчатого типу забезпечується перепад температури у 11°C за умови температури зовнішнього середовища -10°C і температури в приміщення 8°C . Висота елементів теплообмінника становить 1,4 м, а ширина – 0,3 м.

3. Виконаний перевірочний розрахунок елементів кріплення удосконаленої припливно-витяжної установки. Встановлено, що діаметр циліндричного пальця 16 мм у системі роз'ємного з'єднання витримує навантаження на зминання із майже потрійним запасом.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОЗРОБЛЕНОГО УТИЛІЗАТОРА ТЕПЛОТИ

3.1. Заходи технічної експлуатації та обслуговування розробки

Удосконалена припливно-витяжна установка (рис. 3.1) складається із серійної установки ПВУ-9М та розробленого утилізатора тепла повітря яке видаляється із приміщення. [12]

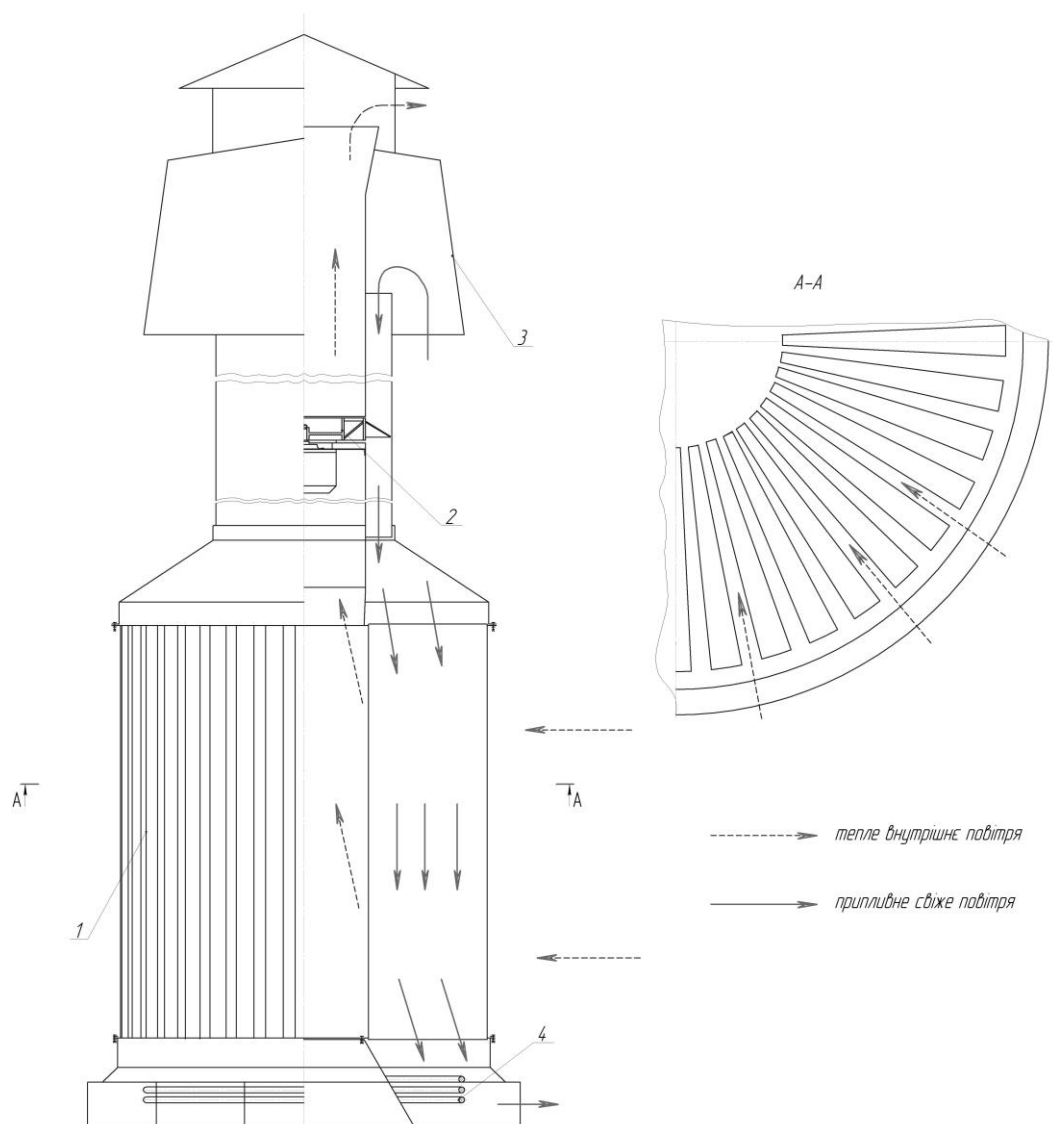


Рис. 3.1. Удосконалена припливно-витяжна установка: 1 – теплообмінник; 2 – вентилятор із подвійним рядом лопатей; 3 – дефлектор; 4 – електронагрівачі

Теплообмінник складається із 40-ка концентрично розміщених пластинчасто-коробчатих елементів. Система розподілу свіжого повітря, електронагрівачі, вентилятор із лопатями для свіжого та забрудненого теплого повітря та інші елементи установки ПВУ використовуються у новій конструкції із певними удосконаленнями. [12]

Принцип роботи полягає в наступному (рис. 3.1). Свіже повітря засмоктується зовнішніми лопатями вентилятора 2 через кільцевий канал до внутрішніх порожнин теплообмінника 1. Тепле повітря видаляється із приміщення через витяжний внутрішній канал внутрішніми лопатями вентилятора 2. Проходячи через розроблений теплообмінник тепле повітря із приміщення віддає своє тепло холодному свіжому повітрю, нагріваючи його до різниці температур у 11 °С. Якщо цього недостатньо, то автоматично вмикаються електронагрівачі 4, доводячи температуру до бажаної відповідно до вимог величини. Через розподільну систему свіже підігріте повітря рівномірно розподіляєть по периметру установки. В теплу пору року, коли необхідність в підігріванні свіжого повітря відпадає, демонтують нижню кришку центрального каналу установки. В такому випадку, забруднене повітря із приміщення буде видалятися через витяжну шахту обминаючи теплообмінник.

3.2. Ефективність удосконаленої припливно-витяжної установки

Ефективність роботи утилізаторів внутрішньої теплоти приміщення визначають за їх коефіцієнтом температурної (η_T) та ентальпійної (η_H) ефективності. [16-18]

Коефіцієнт температурної ефективності:

$$\eta_T = \frac{t_2' - t_2''}{t_2' - t_1'} \cdot \frac{M_2}{M_{min}}, \quad (3.1)$$

де M_2 – подача теплого повітря із приміщення однією установкою, $M_2=1,56$ кг/с;

M_{min} – мінімальна подача повітря однією установкою, $M_{min}=1,01$ кг/с.

$$\eta_T = \frac{8-1,0}{8-(-10)} \cdot \frac{1,56}{1,01} = 0,77,$$

Коефіцієнт ентальпійної ефективності:

$$\eta_H = \frac{It'_2 - It''_2}{It'_2 - It'_1} \cdot \frac{M_z}{M_{min}}, \quad (3.2)$$

де It – тепловміст повітря, $It'_2=42$ кДж/кг, $It''_2=10$ кДж/кг, $It'_1=-10$ кДж/кг [16].

$$\eta_H = \frac{42-10}{42-(-10)} \cdot \frac{1,56}{1,01} = 0,95,$$

Коефіцієнт температурної ефективності характеризує ефективність утилізації за наявною, а коефіцієнт ентальпійної ефективності за повною (наявною і прихованою) теплою. Іншими словами, ці коефіцієнти показують ступінь повноти утилізації теплоти забрудненого теплого повітря.

Теплова потужність розробленого утилізатора становить:

$$Q'_{ym} = M'_1 \cdot C'_1 \cdot t''_1, \quad (3.3)$$

де M'_1 – подача свіжого повітря однією установкою, $M'_1=2,91$ кг/с;

C'_1 – теплоємність нагрітого до $t''_1=1^0\text{C}$ повітря, $C'_1=1,005$ кДж/кг \cdot 0С [16].

$$Q'_{ym} = 2,92 \cdot 1,005 \cdot 1 = 2,95 \text{ кВт} = 10620 \text{ кДж/год},$$

Таким чином, теплова потужність комплексу із шести розроблених утилізаторів складає $Q_{ym}=17,7$ кВт = 63720 кДж/год.

Але цього не достатньо для підтримання в приміщенні заданої, згідно зооветеринарних вимог, температури. Тому використовуємо електронагрівальні елементи, необхідна теплова потужність яких визначається із рівняння теплового балансу приміщення: [18]

$$Q'_{on} = Q'_{BT} + Q'_{nos} + Q'_{in} - Q'_T, \quad (3.4)$$

де Q'_{BT} – теплота, яка втрачається приміщенням, кДж/год.;

Q'_T – теплота, яка виділяється тваринами, кДж/год.;

Q'_{in} – теплота, яка втрачається інфільтрацією, кДж;

$Q'_{нов}$ – теплота, яка витрачається на нагрів свіжого повітря.

$$Q'_{нов} = V'_B \cdot C''_1 \cdot (t_B - t'_3) \rho_B, \quad (3.5)$$

де V'_B – подача свіжого повітря комплектом установок, 63000 м³/год.[8];

t'_3 – температура свіжого підігрітого повітря, $t'_3 = t''_1 = 1$ °С;

t_B – бажана температура в приміщенні, $t_B = 8$ °С;

C''_1 – теплоємність середньої температури свіжого і внутрішнього повітря, $C''_1 = 1,005$ кДж/кг·°С [16, 17]

$$Q'_{нов} = 63000 \cdot 1,005 \cdot (8 - 1) \cdot 1,213 = 537607,67 \text{ кДж/год.},$$

Втрати теплоти через стіни та вікна приміщення:

$$Q_{BT} = 3,6 \cdot q_y \cdot V_{np} (t_B - t_3), \quad (3.6)$$

де q_y – питома характеристика будівлі, $q_y = 0,407$ Вт/м³·°С, [17];

t_B й t_3 – відповідно, температура внутрішнього та зовнішнього повітря в зимовий час $t_B = 8$ °С, $t_3 = -10$ °С.

$$Q_{BT} = 3,6 \cdot 0,407 \cdot 13508 (8 - (-10)) = 395838,42 \text{ кДж/год}$$

Тепло, виділене тваринами:

$$Q_T = m_{п} \cdot q_T \cdot K_T \cdot K_C, \quad (3.7)$$

де q_T – тепло, яке виділяє одна тварина, $q_T = 2880$ кДж/год [17];

K_T – коефіцієнт зміни тепловиділення твариною, $K_T = 1$ [17];

K_C – коефіцієнт зміни тепловиділення під час відпочинку, $K_C = 0,80$ [17]

$$Q_T = 400 \cdot 2880 \cdot 1,0 \cdot 0,8 = 921600 \text{ кДж/год}$$

Втрати тепла на інфільтрацію:

$$Q'_{ин} = 0,125 \cdot (Q'_{BT} + Q'_{нов}), \quad (3.8)$$

$$Q'_{ин} = 0,125 \cdot (394838,42 + 537607,67) = 116555,76 \text{ кДж/год.},$$

$$Q'_{он} = 394838,42 + 537607,67 + 116555,76 - 921600 = 127401,85 \text{ кДж/год.},$$

Отже, потужність нагрівальних елементів повинна бути 35,4 кВт, що складає лише 26,82 % від потужності нагрівальних елементів комплекту ПВУ-9М. Таким чином, загальна встановлена потужність комплекту удосконаленого обладнання (разом із потужністю електродвигунів) буде становити 43,1 кВт.

При тривалості опалювального сезону $D=206$ діб [3, 17] та за умови цілодобової роботи ($t=24$ год.) припливно-витяжної установки сукупні річні витрати електроенергії будуть становити:

$$P_p = N_z \cdot D \cdot t, \quad (3.9)$$

$$P_p = 43,1 \cdot 206 \cdot 24 = 213086,4 \text{ кВт}\times\text{год.}$$

Для серійного комплексу ПВУ-9М загальні витрати енергії у рік будуть становити 625608 кВт×год, що на 439512,6 кВт×год більше ніж в розробленій установці.

Порівняльна оцінка серійної припливно-витяжної установки із удосконаленою виконувалась відповідно до відомих методик [3, 22], результати розрахунку зведені у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Порівняльна оцінка серійного та удосконаленого обладнання

Показник	Одиниця виміру	Установка ПВУ-9М	
		серійна	удосконалена
Подача повітря: припливного витяжного	м ³ /год	10500 9400	10500 9400
Теплова потужність утилізатора тепла	кДж/год	-	10620
Потужність електронагрівачів	кВт	15	5,9
Коефіцієнт: температурної ефективності ентальпійної ефективності		- -	0,77 0,95
Перепад температури зовнішнього та нагрітого повітря	°C	-	11
Потужність електродвигуна приводу вентилятора	кВт	1,3	1,3
Габаритні розміри: висота діаметр	мм	5200 1000	4065 1486
Маса	кг	550	1010
Річний економічний ефект	грн/рік	-	89716,2

Відповідно до отриманих даних у табл. 3.1 використання удосконаленої установки із розробленим теплообмінником для утилізації забрудненого теплого повітря із приміщення дасть змогу отримати значний економічний ефект 89716,2 грн/рік з розрахунку на одну установку, або 538297,2 грн/рік для комплекту із шести установок в одному приміщенні.

Висновки до розділу 3

1. Удосконалена припливно-витяжна установка складається із серійної установки ПВУ-9М та розробленого у кваліфікаційній роботі теплообмінника. Теплообмінник призначений для передачі тепла від теплого забрудненого повітря яке видаляється із приміщення до свіжого холодного повітря яке надходить із зовні. Особливість експлуатації удосконаленої установки полягає в тому, що вона може використовуватись і в літній період для забезпечення необхідного повітрообміну. Для цього необхідно демонтувати нижню кришку центрального витяжного каналу яким буде рухатись забруднене повітря, як і в серійній установці.

2. Використання розробленого теплообмінника для утилізації викидного тепла із приміщення дозволить отримати додатковий економічний ефект у розмірі 89716,2 грн/рік з розрахунку на одну установку, або 538297,2 грн/рік для комплекту із шести установок в одному приміщенні де утримується 400 корів при розрахунковій зовнішній зимовій температурі на рівні -10°C . Досягається така економія за рахунок значно нижчих витрат на додатковий підігрів свіжого повітря електронагрівачами, потужність яких становить лише 26,82 % від потужності нагрівальних елементів комплекту для приміщення ПВУ-9М.

ВИСНОВКИ

1. Дотримання оптимальних параметрів мікроклімату у тваринницькому приміщенні відповідно до зоотехнічних вимог є важливим технічним завданням. Встановлено, що невідповідність температурного режиму може знижувати продуктивність корів до 20 %, а приріст – на 30 %. При цьому можуть виникнути суттєве погіршення здоров'я тварин, особливо у зимовий період при недостатній температурі та у літній період при недостатньому повітрообміні.

2. Оцінка систем вентиляції у корівнику вказала на потенціал використання систем утилізації теплоти забрудненого повітря яке видаляється із приміщення. Аналіз конструкційних рішень систем утилізації теплоти повітря із приміщення вказав, що найбільш доцільним для умов тваринництва є рекуперативні системи теплообміну. Для подальшого удосконалення обрана рекуперативна система на базі припливно-витяжної установки типу ПВУ.

3. У роботі пропонується обладнати припливно-витяжну установку ПВУ-9М теплообмінником рекуперативного типу, який дозволить збільшити ефективність утилізації теплого забрудненого повітря яке видаляється із приміщення. Розроблена схема теплообмінника яка передбачає перехресний рух теплого забрудненого повітря із приміщення і свіжого холодного повітря яке рухається до приміщення.

4. Виконано розрахунок розробленої конструкції теплообмінника, встановлено конструкційні параметри та температурні режими роботи. Отримані результати вказують, що при використанні 40-ка пластинчасто-коробчатих елементів теплообмінника забезпечується перепад температури у 11 °С за умови температури зовнішнього середовища –10 °С і температури в приміщення 8 °С. Висота елементів теплообмінника становить 1,4 м, а розрахункова ширина – 0,3 м.

5. Перевірочний розрахунок елементів кріплення удосконаленої припливно-витяжної установки виконано відповідно до діючої схеми навантаження. Встановлено геометричні розміри циліндричного пальця –

Ø16 мм у системі роз'ємного з'єднання. Розрахунок вказав, що навантаження на змінання витримуються конструкцією кріплення майже із потрійним запасом.

6. Удосконалена у роботі припливно-витяжна установка – серійна установка ПВУ-9М до якої додано розроблений у кваліфікаційній роботі теплообмінник. Теплообмінник забезпечує передачу тепла від теплого забрудненого повітря яке видаляється із приміщення до свіжого холодного повітря яке надходить із зовні. Особливість експлуатації удосконаленої установки полягає в тому, що вона залишає здатність використовуватись в літній період для забезпечення необхідного повітрообміну. З цією метою демонтується нижня кришка центрального витяжного каналу яким видаляється із приміщення забруднене повітря, аналогічно до серійної установки.

7. Експлуатація удосконаленої припливно-витяжної установки дозволяє одержати додатковий економічний ефект у розмірі 89716,2 грн/рік з розрахунку на одну установку. Для комплексу із шести установок в одному приміщенні на 400 корів при розрахунковій зовнішній зимовій температурі на рівні -10°C можна отримати 538297,2 грн/рік додаткової вигоди. Досягається така економія за рахунок значно нижчих витрат на додатковий підігрів свіжого повітря електронагрівачами, потужність яких становить лише 26,82 % від потужності нагрівальних елементів комплексу для приміщення ПВУ-9М.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дібіров Р. М. Вплив кліматичних факторів на продуктивність корів у спекотну погоду. *Науково-технічний бюлетень ІТ НААН*. 2013. №109. С. 53–57.
2. Пришляк В. М., Яропуд В. М. Аналіз і класифікація технологічних схем теплоутилізаторів для тваринницьких приміщень. *Вісник ЖНАЕУ*. 2014. Вип. 2 (45), т. 4, ч. II. С. 344–350.
3. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств. / І. І. Ревенко, В. Д. Роговий, В. І. Кравчук ; за ред. І. І. Ревенка. К.: Урожай, 1999. 192с.
4. Медведський О. В., Заріцький Є. С. Вплив параметрів мікроклімату на фізіологічний стан корів. *Наукові читання–2023* : матеріали науково-практичної конференції. 19 квітня 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. С. 85–87.
5. Техніка сільськогосподарська. Рекуперативні теплоутилізатори вентиляційних викидів тваринницьких приміщень. Основні параметри й загальні технічні вимоги: СОУ 29.3-37-448:2006. К.: Мінагрополітики України, 2006. 13 с.
6. СОУ74.3-37-265:2005 Рекуперативні теплоутилізатори вентиляційних викидів тваринницьких приміщень. Методи випробувань. К.: Мінагрополітики України, 2005. 38 с.
7. Герасимчук Ю. В., Довбненко О. Ф. Оцінка ефективності теплоутилізатора вентиляційних викидів тваринницьких приміщень. *Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства*. 2001. Вип. 6. С. 96–100.
8. Посібник-практикум: машини та обладнання для тваринництва / за ред. І. І. Ревенко. К.:Кондор, 2011. 396 с.
9. Механізація виробництва продукції тваринництва. / І. І. Ревенко, Г. М. Кукта, В. М. Манько та ін.; за ред. І. І. Ревенка. К.: Урожай, 1994. 264 с.

10. Ревенко І. І., Брагінець М. В., Ребенко В. І. Машини та обладнання для тваринництва. К.: Кондор, 2009. 731с.
11. Машини для тваринництва та птахівництва. / за ред. В. І. Кравчука та Ю. Ф. Мельника. Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого, 2009. 207 с.
12. Заріцький Є. С. Розроблення установки для утилізації тепла. *Наукові читання–2023* : матеріали науково-практичної конференції. 19 квітня 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. Т. 3. С. 87–89.
13. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка. К., 2001. 320 с.
14. Драганов Б. Х. Теплотехніка : підручник / Б. Х. Драганов, О. С. Бессараб, А. А. Долінський та ін.; за ред. Б.Х. Драганова. К.: ІНК ОС, 2005. 504 с.
15. Гнатишин Я.М., Кришталович В.І. Теплотехніка: навч. посіб. К.: Знання, 2008. 364 с.
16. Лабай В. Й. Тепломасообмін / В. Й. Лабай. Львів: Тріада Плюс, 2004. 260 с
17. Дідур В. А. Теплотехніка, теплопостачання та використання теплоти в сільському господарстві / за заг. ред. В. А. Дідюра. К.: Аграрна освіта, 2008. 233 с.
18. Гнатишин Я.М., Кришталович В.І. Теплотехніка: навч. посіб. К.: Знання, 2008. 364 с
19. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин: підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів / Ю. С. Рудь; 2-е вид., перероб. – Кривий Ріг: ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с
20. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. К.: Вища школа, 1993. 556 с.
21. Калетнік Г. М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість : підручник / за ред. Г. М. Калетніка, М. Г. Чаусова. Київ: Хай-Тек Прес, 2013. 528 с.
22. Дипломне та курсове проектування. / за ред. О. В. Дацишина. К.: Урожай, 1996. 192 с.