

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра теплотехніки, теплових двигунів
та енергетичного менеджменту**

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ СУШІННЯ ДЕРЕВИНИ

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи**

з дисципліни

«ВІДНОВЛЮВАЛЬНІ ТА НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ»

Харків – 2024

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри теплотехніки, теплових двигунів та енергетичного менеджменту 27 травня 2024 р., протокол № 11.

У методичних вказівках наведено методику та рекомендації до виконання курсового та дипломного проектування з дисципліни «Відновлювальні та нетрадиційні енергоресурси».

Рекомендовано для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня спеціальності 144 «Теплоенергетика».

Укладачі:

доц. Ю. А. Бабіченко,
асист. А. В. Онищенко

Рецензент

проф. І. О. Редько

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Загальна компоновочна схема теплового насоса	7
1.1 Описання роботи теплового насоса для сушіння деревини.....	7
2 Автоматизація сушильної установки з тепловим насосом	12
3 Вибір параметрів теплового насоса для сушильної камери	19
3.1 Розрахунок параметрів теплового насоса для сушильної камери	19
4 Розрахунок економічного ефекту від впровадження теплового насоса... 30	
4.1 Стисла техніко-економічна характеристика проєкту	30
4.2 Описання роботи теплового насоса для сушіння деревини.....	30
4.3 Визначення капітальних вкладень (інвестицій) на реалізацію проєкту.....	31
5 Вихідні дані	37
Список літератури	38
Додаток А Перелік посилань на додатковий матеріал.....	39

ВСТУП

Одним із головних будівельних та виробничих матеріалів є деревина. Розвиток промисловості пред'являє до деревини нові жорсткі рамки якості та темпів обробки. Одним із давніх та енергоємних процесів обробки пиломатеріалів є сушіння.

Сушіння деревини – це процес забирання вологи з неї шляхом випарювання. Промислове застосування деревини завжди потребує зниження вологості до визначеної величини, яка залежить від призначення.

Вологістю деревини зветься кількість вологи в ній, виявлена у відсотках до ваги самої деревини. Термін служби висушеної деревини значно більше ніж вологої, суха деревина може сотні років служити людині, не піддається загниванню, легка та міцніша ніж волога, тільки суху деревину можна клеїти та красиво обробляти.

Головні технічні цілі сушіння деревини такі:

- 1 велика міцність та довговічність побудов і виробів з деревини;
- 2 зберігання від псування та загнивання;
- 3 зменшення деформації, жолоблення та розчеплення деревини;
- 4 забезпечення можливості склеювання та обробки;
- 5 зменшення ваги.

Забирання вологи з деревини при сушінні пов'язано зі значними труднощами, які пояснюються відносно великою товщиною матеріалу. При цьому також змінюються розміри деревини при висушуванні. При неправильному проведенні процесу сушіння можуть бути місця нерівномірного просушування матеріалу, його розтріскування, жолоблення, інші дефекти. Тому головним завданням сушіння є рівномірне висушування всієї партії деревини і кожної дошки по її площині поверхні за відсутності дефектів і зберігання потрібної якості матеріалу.

Зроблені з непросушеної деревини вироби чи побудови недовголітні, вони передчасно руйнуються чи псуються. Меблі, зроблені з погано просушеної деревини, розтріскуються протягом декількох місяців, такі ж меблі, зроблені з сухого матеріалу, стоять багато років. Будівельні деталі (віконні стояки, дверцята, підлога), які зроблені з непросушеної деревини, жолобляться, перегинаються, навіть зменшуються в розмірі.

Неуважність до правильного проведення процесу сушіння деревини дорого обходиться народному господарству, оскільки призводить до великої перевитрати деревини та безглуздої трати праці на будівництві та в господарстві.

На сьогодні головним завданням розвитку нової і модернізації старої техніки є використання енергозберігаючих технологій. Тому до процесу сушіння, який є найбільш тривалий та енергоємний, з точки зору цього завдання треба ставитися найбільш відповідально.

Сьогодні має місце така класифікація сушіння деревини [1]:

- 1) натуральне сушіння;
 - підсушування на корені;
 - атмосферне сушіння;
- 2) штучне сушіння;
 - конвекційне сушіння з однократною та багатократною циркуляцією сушильного агенту;
 - контактне сушіння;
 - сушіння струмами високої частоти;
 - терморадіаційне сушіння;
 - сушіння у рідині.

У виробництві головними способами сушіння деревини є атмосферна та камерна багатократною циркуляцією сушильного агенту.

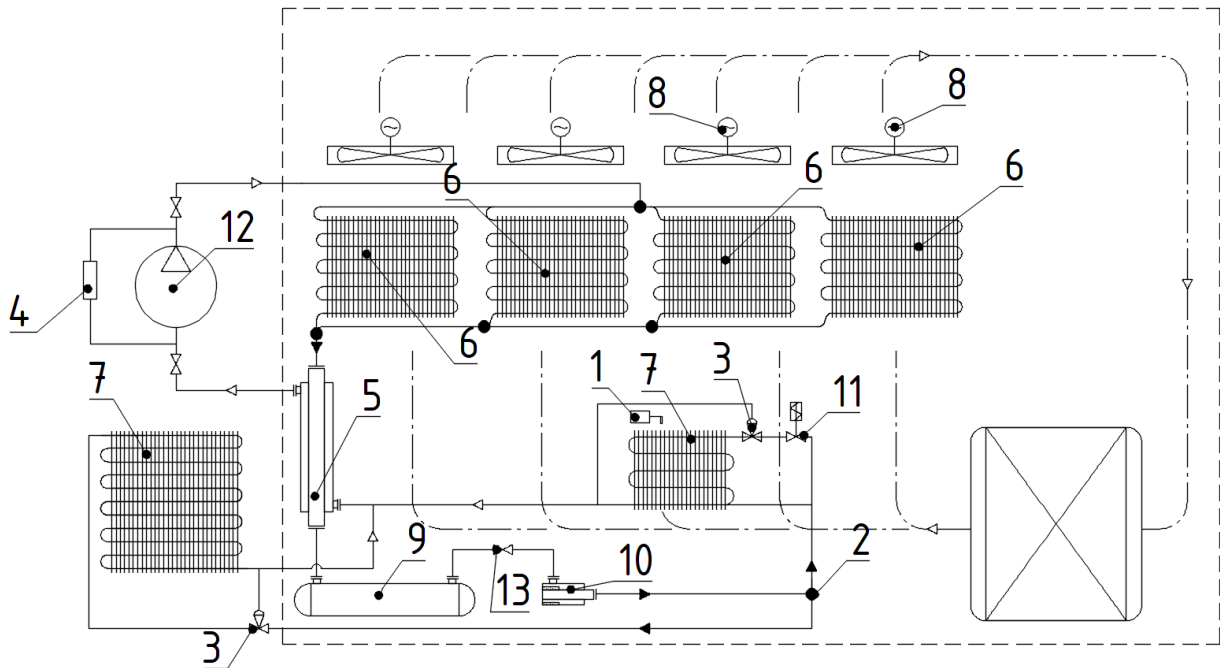
Ця робота має за мету проведення модернізації камерного конвекційного сушіння з рециркуляцією сушильного агенту як головного способу штучного сушіння деревини [2].

Принцип дії камерного сушіння з багатократною циркуляцією: вологе повітря розділяється на дві частини, велика з яких йде на рециркуляцію, менша – скидається в атмосферу. До рециркуляційного потоку вологого повітря з атмосфери відсмоктується свіжа порція більш сухого повітря, після підігріву ця суміш знову прямує в штабель пиломатеріалів.

Принцип дії сушарки з тепловим насосом: частина вологого повітря, яка раніше викидалася в атмосферу, прямує до випарника холодильної установки, де він охолоджується та висушується до параметрів свіжого повітря. Далі обидва напрямки потоків змішуються і проходять через конденсатор теплового насоса, де сушильний агент підігрівається та прямує в штабель. Волога, яка сконденсується, скидається за ґрати камери.

1 ЗАГАЛЬНА КОМПОНУВАЛЬНА СХЕМА ТЕПЛООВОГО НАСОСА

На рисунку 1.1 подано компонувальну схему теплового насоса.





1 – датчик реле температури; 2 – трійник; 3 – вентиль терморегулюючий; 4 – реле тиску;
5 – проміжний теплообмінник; 6 – конденсатори (ФАК-0,7Є); 7 – випарник;
8 – електродвигуни приводу вентиляторів; 9 – ресивер; 10 – фільтр-сушник; 11 – вентиль мембранний з електромагнітним приводом; 12 – компресор ПГ-7; 13 – вентиль запірний мембранний;
14 –  трубопровід хладону у паровій фазі;
15 –  трубопровід рідинного хладону

Рисунок 1.1 – Компонувальна схема теплового насоса сушильної установки

1.1 Описання роботи теплового насоса для сушіння деревини

При конденсації хладону відбувається виділення тепла і передається сушильному агенту камери. Конденсатор подано на рисунку 1.2.

Сконденсований, хладон з конденсатора поступає у проміжний теплообмінник, де відбувається його переохолодження за рахунок теплообміну з холодоагентом, який йде з випарника до компресора. Далі рідкий холодоагент стікає у ресивер і фільтр-сушник, де він очищається від механічних домішок і підсушується. Потім холодоагент подається по рідинній магістралі до терморегулюючих вентилів як у камері, так і зовні, в яких дроселюється до тиску, відповідному заданій температурі кипіння.

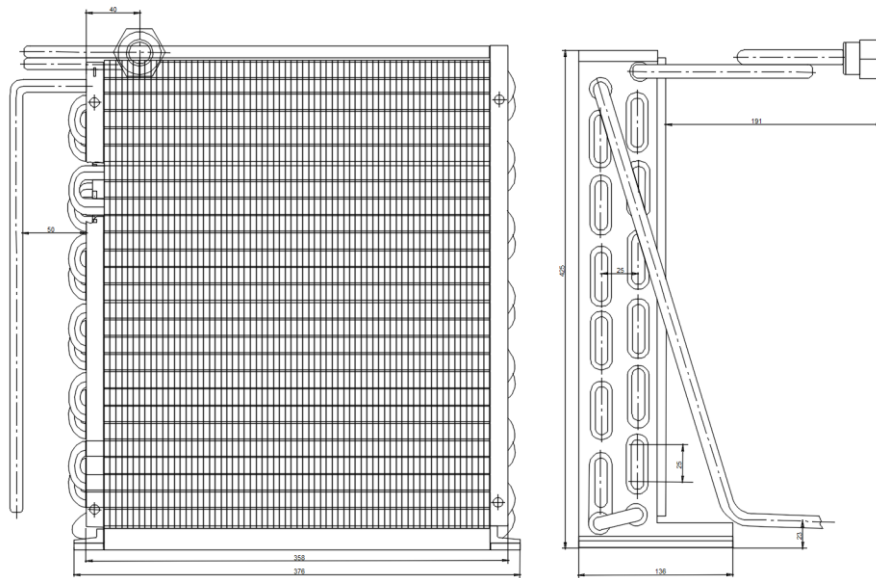


Рисунок 1.2 – Конденсатор (ФАН-0,7С)

Потрапивши до повітряного охолоджувача холодоагент кипить, відбираючи тепло від повітря, яке у сушильній камері підмішується до вологого рециркулюючого повітря. Паралельно тепло відбирається від навколишнього повітря у зовнішньому випарнику. Потім пара з повітряного охолоджувача та зовнішнього випарника йде через проміжний теплообмінник, де підігрівається за рахунок теплообміну з рідинним гарячим хладоном. Далі цикл повторюється.

Для більш глибокого вивчення роботи цієї схеми нижче приводиться описання устрою та роботи складових частин машин та приборів.

Проміжний теплообмінник (8) має сталевий зварний кожух у вигляді відрізка труби з привареними до її торців сферичними кришками. Всередині кожуха є змійовик, зроблений з мідної труби. Кінці змійовика виведені з кожуха через отвори у днищі. Рідкий хладон проходить через теплообмінник усередині змійовика, а паровий хладон у кожусі, омиваючи поверхню змійовика. Рух рідини та пари робиться зустрічно струмом. Проміжний теплообмінник потрібен не тільки для переохолодження рідинного холодильного агента R_{12} , але й для перегріву пароподібного хладону, який надходить з випарника у компресор. Для теплового насоса сушильної установки був обраний теплообмінник ТФ₂-25.

Ресивер (4) зроблений для зберігання холодильного агента R_{12} , необхідного для тривалої роботи холодильної установки при незначних утіканнях, а також для ефективності роботи холодильної системи. Запас холодоагенту дає змогу агрегату працювати при перемінних теплових навантаженнях. Ємність ресивера цього теплового насосу 3-4 літри. За правилами техніки безпеки, норма його заповнення хладоном R_{12} не має перевищувати $1,1 \cdot 10^{-3}$ кг/м³.

На стійкість ресивер випробовують тиском 1870 КПа. На герметичність ресивер випробовують двічі: у воді тиском повітря 1480 КПа та хладоном -12 (R_{12}) з температурою 45 °С. Ресивер сушать у печі при температурі 120 °С протягом 18 год, одночасно знижуючи тиск до 5,32 КПа, потім хладоном -12 (R_{12}) при тиску 29,4 – 49 кПа.

Ресивер є сталевим горизонтальним, циліндричним сосудом, який має штуцер для з'єднання з трубкою, що йде від проміжного теплообмінника, та запірний мембранний вентиль, до якого приєднується трубка від фільтра-сушника. На ресивері встановлена плавка пробка, отвір якої залито легкоплавким сплавом. При збільшенні температури до 70 – 80 °С сплав розплавляється та проходить аварійний викид холодоагенту.

Фільтр-сушник служить для виведення вологи з холодоагенту та фільтрації. Як сорбент у ньому застосовується силікагель – аморфний кремнезем. Це тверда склоподібна речовина з мікроскопічними порами, яка має властивості всмоктувати вологу.

Фільтр-сушник (10) зроблений з циліндричного сталевого корпусу; до одного боку його приварено дно зі штуцером, до другого – фланець. До фланцю на прокладці кріплять болтами кришку зі штуцером для приєднання вхідної трубки. Силікагель містять у корпусі між двома сітками з латуні та для запобігання пересуванню він прижимається пружиною. У дно вкручено фільтр, фільтруючий елемент якого зроблений у вигляді сітки з латуні, яка обмотана азбестовим полотном.

Вставляють фільтр-сушник на рідинній лінії, між ресивером та терморегулюючим вентиляем.

Направлення руху холодоагенту через фільтр-сушник має бути таким, як показано на рисунку, щоб забезпечити можливість виносу пилюки силікагелю у систему теплового насоса.

Розглянемо принцип роботи електромагнітного вентиля комбінованої дії (11). Для теплового насоса сушильної установки виберемо електромагнітний вентиль комбінованої дії 13С 803р.

У мембранних електромагнітних вентилях камера над основним клапаном відділена від напірної лінії мембраною з прогумованої тканини. Рідина, що поступає, проходить через фільтруючу щілину в отвір і по прорізі в напрямку потрапляє в місце над мембраною. Тиск рідини над мембраною стає рівним тиску під нею. Під дією пружини клапан пересувається вниз та замикається.

Коли на соленоїд подають напругу, він відтягує сердечник – розвантажний клапан, який відкривається. Рідина з порожнини над мембраною витікає через відкритий клапан та по отворах у кришці корпусу вентиля зливається.

Тиск над мембраною падає, під дією тиску рідини під мембрану (знизу) клапан відкривається та долає силу пружності пружини. Відкриті клапани діють не швидко, а протягом 1-2 с, що забезпечує різке підвищення тиску на лінії подавання рідини.

Соленоїдні вентиля монтуються на горизонтальних трубопроводах електромагнітами вгору. Напрямок руху середовища має відповідати стрільці на корпусі. При встановленні вентиля слід мати на увазі можливість заміни котушки електромагніту, а також управління вентиляем ручного підйому клапана. Для уникання засмічення та пошкодження головного шлангу електромагнітний вентиль встановлюють за фільтром, який затримує тверді домішки розміром 0,8 – 1 мм.

Усі головні частини теплового насосу з'єднані трубопроводами. При монтажі трубопроводи необхідно відпалити, щоб вони були пластичними. Зроблені трубопроводи з червоної меді.

2 АВТОМАТИЗАЦІЯ СУШИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ

Автоматичні прибори мають забезпечити регулювання та контроль потоку робочого тіла, пуск і зупинку компресора.

На прибори автоматичного регулювання лягає забезпечення необхідного температурного режиму сушіння та захист теплового насоса від перенавантажень.

Автоматичне управління складається з трьох елементів:

- 1) розпорядного – від якого відходить початковий імпульс;
- 2) проміжного – для зв'язку між розпорядними та виконавчими механізмами;
- 3) виконавчих механізмів для виконання необхідних дій.

Автоматичне регулювання заповнення випарників холодоагентом R₁₂ та його дроселювання виконується за допомогою ТРВ (терморегулюючого вентиля). Термореле керує роботою холодильної машини (регулюючи видатність компресора), а також керує електромагнітним мембранним вентиляем охолоджувача повітря.

Реле тиску виконує захист компресора від пониження тиску на всмоктуванні та завищення тиску нагнітання.

Електрична схема машини показана на рисунку 2.1, де S₁ – сітьовий вимикач; S₂ – двополюсний вимикач; F – запобіжник; К – пускач магнітний; К₁ – термореле; К₂ – реле тиску; М – електродвигун компресора; М₁, М₂, М₃, М₄ – електродвигуни вентиляторів; Л₁, Л₂, Л₃, С₁, С₂, С₃ – контакти з'єднання дротів.

Прибори електричної схеми мають забезпечувати автоматичний пуск і зупинку електродвигуна компресора при відхиленні параметрів роботи компресорного агрегату. Електроустаткування складається з електродвигунів компресора та вентиляторів, магнітного пускача з

двополюсним вимикачем з тепловим реле. В електричну схему теплового насоса крім цих елементів входить сітвовий вимикач, розрахований на силу струму 15 А, сітвовий запобіжник, реле тиску.

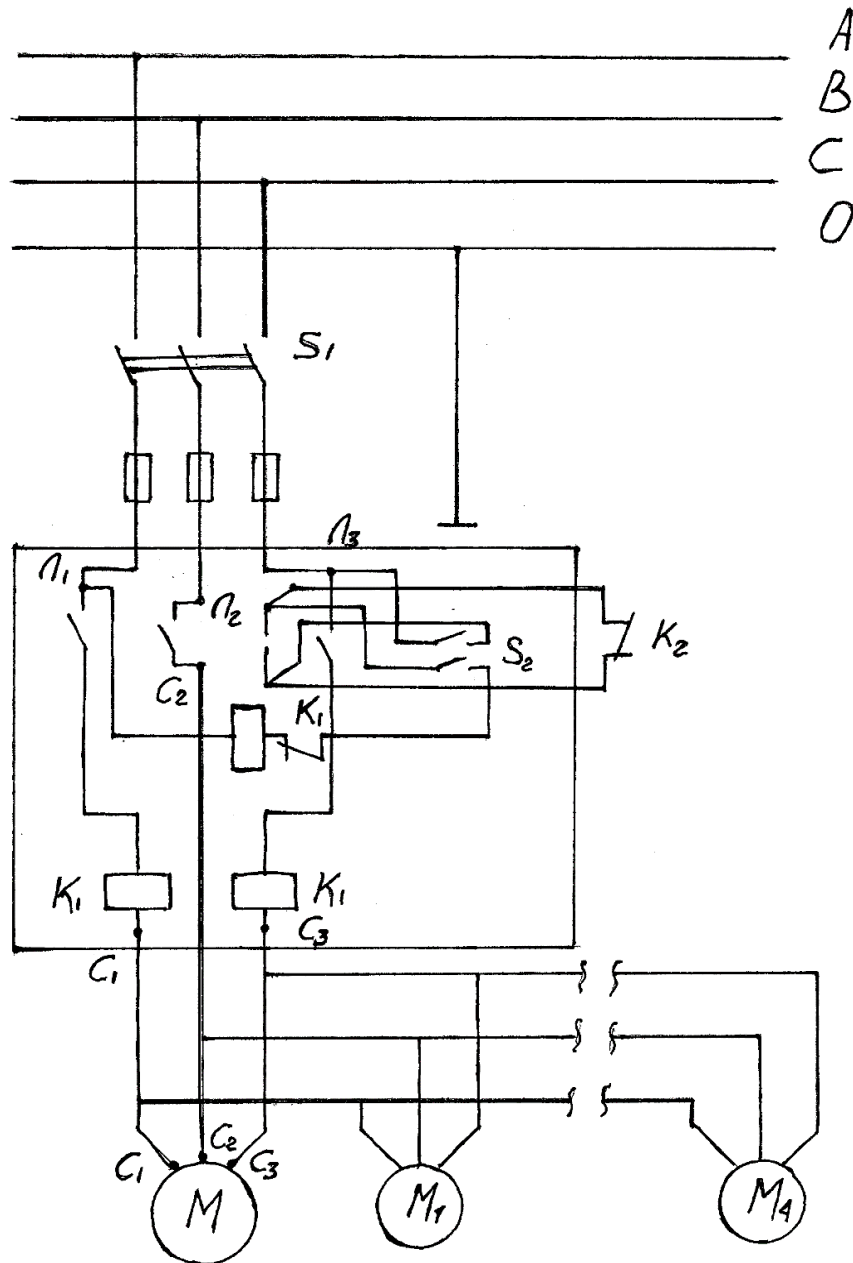


Рисунок 2.1 – Електрична схема теплового насоса

Компресорний агрегат типу ПГ-7 комплектують магнітним пускачем П6-122. На магнітному пускачі П6-122 змонтований двополюсний вимикач

ТП1-2. У магнітному пускачі виконують зазвичай обмотку на напругу, яка відповідає міжфазній напрузі сіті.

Вмикання обмоток магнітного пускача в коло між фазою та нулем забороняється правилами безпеки електроустановок. Нагрівальні елементи теплових реле пускача підбирають залежно від потужності електродвигуна та робочої напруги сіті.

Плавку вставку сітьового запобіжника обирають за силою струму, обумовленою типом електродвигуна та робочою напругою сіті.

Нижче наведені прилади автоматики, які застосовані в сушильній установці.

Реле низького тиску потрібні для двопозиційного регулювання тиску холодоагенту у випарнику або захисту компресора від заниженого тиску у лінії всмоктування. Реле великого тиску здійснює захист компресора від завищення тиску холодоагенту у лінії нагнітання.

У цьому проєкті застосовано реле тиску D220-11 загально-промислового виконання. Його застосовують для одночасного контролю тиску R_{12} у лініях всмоктування та нагнітання холодильної машини.

Завдана температура кипіння у випарнику підтримується за допомогою реле низького тиску. Це реле встановлюється на лінії всмоктування. По досягненню кипіння хладону та завданих температурних режимів сушіння реле вимикає або вмикає компресор. Реле регулюється на виконання при тиску кипіння хладону у випарнику, яке вмикає компресор. Цей тиск відповідає граничній температурі кипіння у випарнику, при якій досягається верхній допустимий режим температури сушильного агенту після повітряного охолоджувача. Компресор вимикається при тиску, який відповідає температурі кипіння та нижньому допустимому рівню температури повітря післяповітряного охолоджувача. Різниця між температурою сушильного агенту післяповітряного охолоджувача та температурою кипіння у випарнику складає 15 °С.

Тиск конденсації в конденсаторі теплового насосу має бути у допустимих границях. Завищення його знижує холодовидатність повітряного охолоджувача та приводить до аварійного стану. Під час зупинки компресора тиск залежить від температури в камері, а в процесі експлуатації від ефективності обдування сушильним агентом. Для захисту від надмірного тиску конденсації в агрегатах з повітряним обдуванням це реле застосовують лише за об'ємної витраті компресора $2,78 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.

Терморегулюючі вентиля є регуляторами прямої дії, призначені для автоматичного регулювання ступеня заповнення випарників холодильних установок холодильним агентом залежно від підігріву пари холодоагенту, яка виходить з випарника. Терморегулюючі вентиля марки ТРВ-0,5м, ТРВ-1м, ТРВ-2м, ТРВ-4м відносяться до ТРВ із внутрішнім управлінням та розпізнаються розміром отвору сідла клапана та видатністю. У цьому проєкті обрані: ТРВ–1м для повітряного охолоджувача всередині камери та ТРВ – 4м для випарника зовні камери. Принцип роботи вентиля показаний на рисунку 2.2. Терморегулююча система цього вентиля складається з термобалона 2, капілярної трубки 5, порожнини над мембраною 6. При підвищенні температури перегріву пари хладону, що виходить з випарника, підвищується температура балона, приєднаного до всмоктувального трубопроводу випарника, та тиск над мембраною терморегулюючого вентиля. Мембрана 1 прогинається донизу, стискує пружину 3 та натискує на штовхач 9, який опускає голку 4. Прохідний переріз між голкою та сідлом 8 збільшується. Хладон поступає у терморегулюючий вентиль через фільтр, розташований у вхідному штуцері, дроселюється у клапані, заповняє порожнину під мембраною 7. Через вихідний штуцер хладон потрапляє до випарника. При відкритті клапана голка опущена до тих пір, доки тиск хладону, який заповнює порожнину під мембраною, не прогинає її доверху до моменту, коли тиск з обох боків мембрани не зрівняється. При зупинці компресора рух пари хладону у випарнику кінчається, температура на

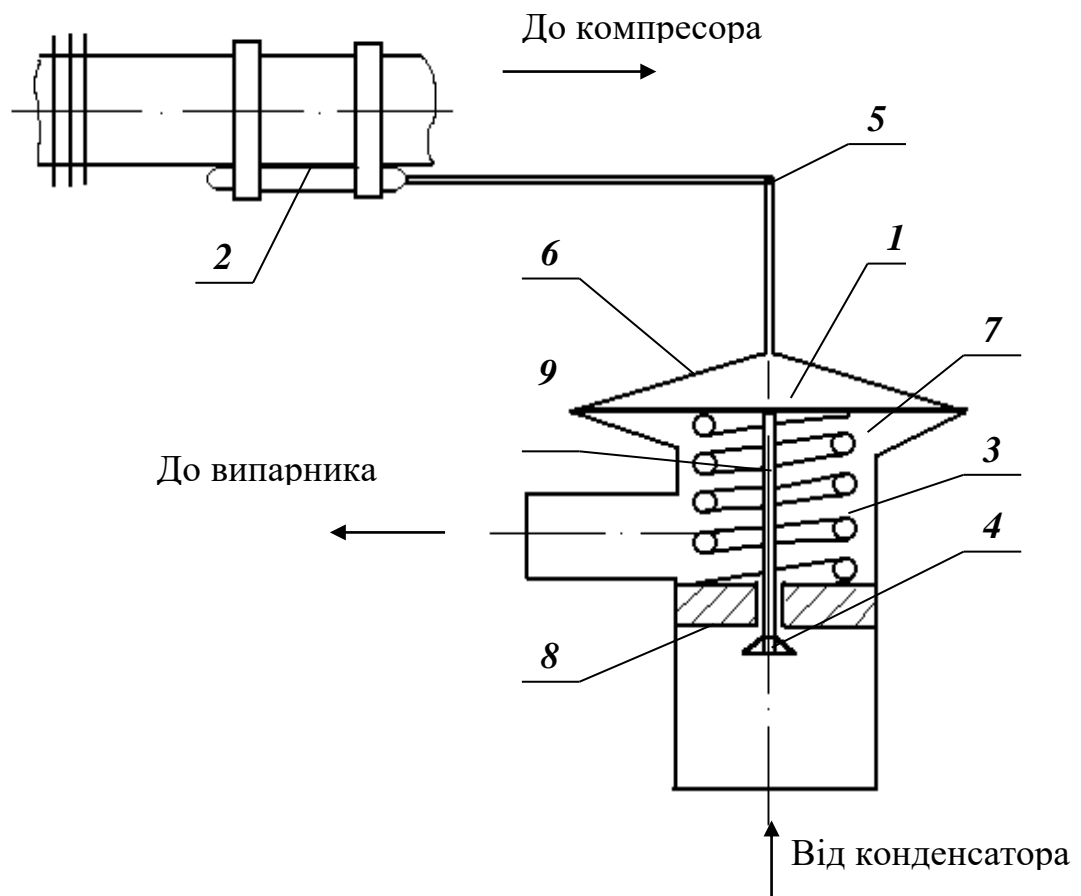
виході з випарника зрівнюється з температурою кипіння і перегрів зникне. Тиск хладону над мембраною та під нею буде однаковий. Силою пружини голка-клапан зачиниться. Пристрій можна настроїти гвинтом, який укрупнений у ходову гайку-сідло, яка змінює попередню затяжку пружини. Гвинт ущільнений сальником та закритий гайкою-заглушкою, яка запобігає можливому утіканню хладону через сальник та охороняє сальник від обмерзання.

Установлення та настроювання ТРВ проходить так. Вентиль монтується у вертикальному стані на трубопроводі між конденсатором і випарником у безпосередньої близькості від випарника. Розташування вентиля має бути таким, щоб напрямок руху потоку холодоагенту відповідав напрямку стрілки, вибитої на корпусі вентиля. Термобалон має закріплюватися на всмоктувальному трубопроводі на виході з випарника та повинен мати добрий тепловий контакт з ним, а також бути ізольованим від навколишнього повітря. При горизонтальному розташуванні трубопроводу рекомендується кріпити термобалон на його верхній частині.

Вентилі поставляються відрегульованими на нижчий рівень діапазону температур перегріву та початку відкриття клапана. Для збільшення перегріву треба обертати шток проти часової стрілки. Обертання у зворотному напрямку зменшує перегрів. Петля в кришці вентиля захищає капіляр від поломки у місці пайки.

Під час експлуатації необхідно чистити фільтр, розташований у вхідному штуцері вентиля.

Реле температури, або термореле, застосовують для регулювання температури в охолодженому об'єкті вмиканням та вимиканням виконавчого механізму. У цьому проєкті обрано термореле марки ТР-1-02Х. Реле дає сигнал на замикання або вимикання соленоїдного вентиля ТРВ, розташованого на повітряному охолоджувачі, який знаходиться усередині камери.



1 – мембрана; 2 – термобалон; 3 – пружина; 4 – голка; 5 – капілярна трубка; 6, 7 – порожнини над та під мембраною; 8 – сідло клапана; 9 – штовхач

Рисунок 2.2 – Принцип дії терморегулюючого вентиля

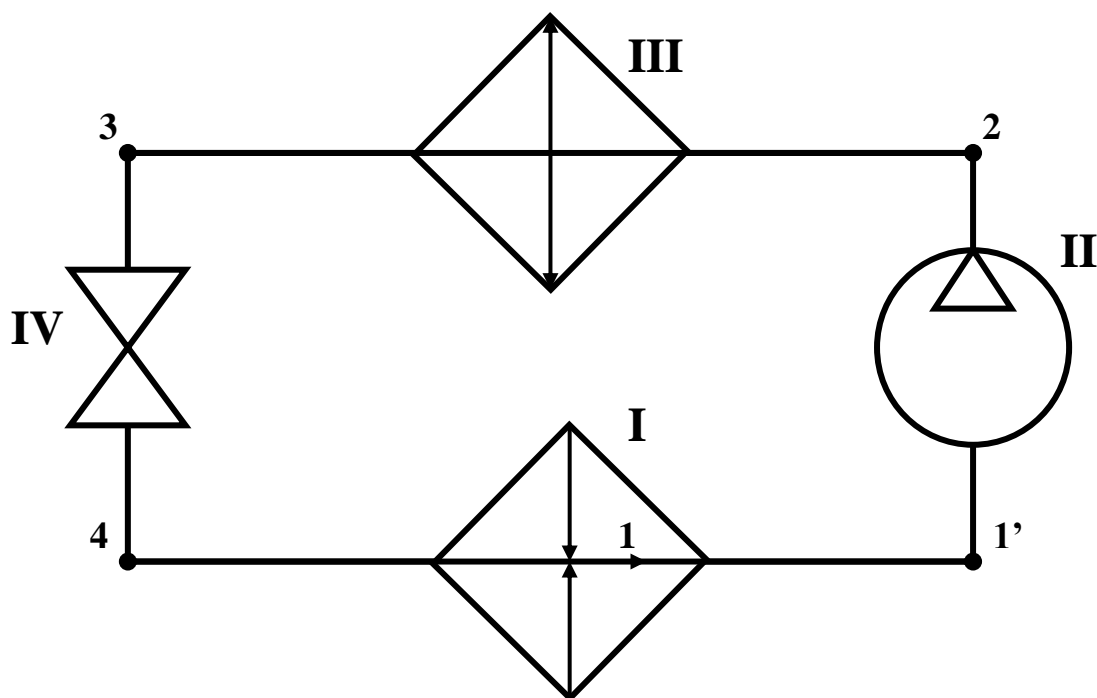
Термочуттєва система реле складається з термобалона, з'єднуючого капіляра, сільфона та кожуха сільфона. У термочуттєвій системі знаходиться наповнювач. Термобалон, розміщений у контрольованому середовищі, сприймає його температуру, від якої залежить тиск наповнювача. Діюча на сільфон сила тиску наповнювача зрівнюється силою пружної деформації основної пружини. В реле температури ступінь стискування основної пружини визначає температуру розмикання контакту, а ступінь розтягнення другої пружини – величину диференціалу. В реле

температури контакти розмикаються при зниженні контрольованої температури до величини установки, яка визначається за шкалою діаграми, а замикаються – при підвищенні цієї температури на величину встановленого диференціала. Реле температури монтують зовні камери на щиті з сільфоном вниз. Щиток має стояти від стіни на 50 мм, висота його розташування 1,6 – 1,8 м від рівня підлоги. Через отвір у стіні балона реле температури вводять у камеру та закріплюють його капіляром вгору на половині висоти камери, подалі від дверей. Капілярну трубку закріплюють скобами на дерев'яних підкладках. Біля балона укладають один виток капілярної трубки. Від пошкодження під час вантажно-розвантажувальних робіт у камері балон захищають сітчастою оправою.

3 ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ СУШИЛЬНОЇ КАМЕРИ

3.1 Розрахунок параметрів теплового насоса для сушильної камери

Як вже було сказано вище, тепловий насос служить для підігріву сушильного агенту в конденсаторі насоса, а також для охолодження та осушення частки повітря у випарнику. Ця частка потім підмішується до рециркулюючого вологого повітря після штабеля пиломатеріалів на вхід до підігрівача – конденсатора. Розрахункова схема теплового насоса наведена на рисунку 3.1 [3].



I – випарник; II – компресор; III – конденсатор; IV – дросель

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема теплового насоса

Розрахунок параметрів теплового насоса для сушильної камери будемо вести для температур сухого повітря після випарника, прийнятих з вихідних даних у таблиці 5.1: $t_{c.n.1} = 20$ °С;

Параметри сушильного агенту після випарника $t_{c.n.} = 20$ °С; $d_o = 14$ г/кг; $h_o = 58,62$ кДж/кг. Параметри вологовмісту та ентальпії сушильного агенту для всіх температур $t_{c.n.}$ приймаються з вихідних даних для полегшення обрахунку.

Температура холодильного агенту (холодоагенту) у випарнику з урахуванням температурного напору теплообміну ($\Delta t = 15$ °С), буде дорівнювати, °С:

$$t_{xa} = t_o - \Delta t, \quad (3.1)$$

$$t_{xa} = 20 - 15 = 5.$$

Розрахуємо кратність рециркуляції:

$$k_p = (d_1 - d_o) / (d_2 - d_1), \quad (3.2)$$

де d_1, d_2 – вихідні дані.

$$k_p = (85 - 14) / (85,322 - 85) = 220,5.$$

Масова витрата рециркуляційного повітря, кг/ год:

$$G_{pn} = G_{цсп} \cdot k_p / (1 + k_p), \quad (3.3)$$

де $G_{цсп}$ – масова циркуляція сухого повітря, кг/год, вихідні дані

$$G_{pn} = 20146,728 \cdot 220,5 / (1 + 220,5) = 20056.$$

Кількість осушеного повітря, кг/ год:

$$G_{осн} = G_{усп} / (1 + k_p), \quad (3.4)$$

$$G_{осн} = 20146,728 / (1+220,5) = 91.$$

Кількість тепла, яке необхідно відвести від вологого повітря у випарнику для конденсації вологості, кДж/кг:

$$\Delta h_0 = h_2 - h_0, \quad (3.5)$$

де h_2 – вихідні дані,

$$\Delta h_0 = 272,155 - 58,62 = 213,535.$$

Тоді потрібну холодовидатність теплового насоса треба визначити за формулою, кВт:

$$Q_0' = G_{осн} \cdot \Delta h_0 / 3600, \quad (3.6)$$

$$Q_0' = 91 \cdot 213,535 / 3600 = 5,4.$$

З іншого боку, холодовидатність теплового насоса можна розрахувати за формулою, кВт:

$$Q_0'' = Q_{конд} + Q_{ох.вол.} + Q_{ох.п.}, \quad (3.7)$$

де $Q_{конд}$ – кількість теплоти, яка виділяється при конденсації вологи, кВт:

$$Q_{конд} = W_{конд} \cdot r / 3600, \quad (3.7.1)$$

де $W_{\text{конд}}$ – кількість води, що сконденсувалася у випарнику, кг/с:

$$W_{\text{конд}} = (d_2 - d_0) / 1000 \cdot G_{\text{осп}}, \quad (3.7.2)$$

$$W_{\text{конд}} = (85,322 - 14) / 1000 \cdot 91 = 6,49;$$

r – питома теплота конденсації води при $t_{\text{с.н.}}=20$ °С, кДж/кг, вихідні дані,

$$Q_{\text{конд}} = 6,49 \cdot 2450 / 3600 = 4,327;$$

$Q_{\text{ох.вол.}}$ – кількість тепла, яка виділяється при охолодженні вологи в повітрі від температури t_2 до $t_{\text{с.н.}}$, кВт:

$$Q_{\text{ох.вол.}} = W_{\text{конд}} \cdot c_{\text{рв}} (t_2 - t_{\text{с.н.}}) / 3600, \quad (3.7.3)$$

де $c_{\text{рв}}$ – теплоємність води, кДж/(кг К);

$$Q_{\text{ох.вол.}} = 6,49 \cdot 4,19 (52,305 - 20) / 3600 = 0,244;$$

$Q_{\text{ох.н.}}$ – кількість тепла, яке виділяється при охолодженні сухого повітря, кВт,

$$Q_{\text{ох.н.}} = G_{\text{осп}} \cdot c_{\text{рв}} (t_2 - t_{\text{с.н.}}) / 3600, \quad (3.7.4)$$

де $c_{\text{рв}}$ – теплоємність повітря, кДж/кг К.

$$Q_{\text{ох.н.}} = 91 \cdot 1 \cdot (52,305 - 20) / 3600 = 0,82;$$

$$Q_0'' = 4,327 + 0,244 + 0,82 = 5,39.$$

Отже, $Q_0' = Q_0'' = 5,4 \approx 5,39$, тоді холодовидатності дорівнюють, що свідчить про правильність розрахунків.

Далі знайдемо кількість вологого повітря, яке проходить через випарник, кг/год:

$$G_{овн} = (1 + d_0) \cdot G_{ос.н} = (1 + 0,014) \cdot 91 = 92,274 \quad (3.8)$$

Середню густину вологого повітря у випарнику беремо з вихідних даних $\rho_{овн} = 1,1$ кг/м³.

Тоді об'ємна кількість вологого повітря, яке проходить через випарник, м³/год:

$$V_{овн} = G_{овн} / \rho_{овн} \quad (3.9)$$

$$V_{овн} = 92,274 / 1,1 = 84.$$

Масова витрата рециркуляційного вологого повітря, кг/год:

$$G_{рвн} = G_{овн} \cdot k_p, \quad (3.10)$$

$$G_{рвн} = 92,274 \cdot 220,5 = 20346,78.$$

Густину рециркуляційного вологого повітря беремо з вихідних даних, $\rho_{рвн} = 1,0125$ кг / м³.

Тоді об'ємна витрата рециркуляційного вологого повітря буде, м³/год:

$$V_{рвн} = G_{рвн} / \rho_{рвн} \quad (3.11)$$

$$V_{рвн} = 20346,78 / 1,0125 = 20095,6.$$

Внаслідок проведених розрахунків було встановлено потрібну холодовидатність (Q_0) випарника, а також масову та об'ємну витрати через випарник і кількість рециркуляційного повітря, яке проходить повз випарник.

Для розрахунку циклу теплового насоса збільшимо холодовидатність на два відсотки. Ці два відсотки складають тепловтрати у випарнику, кВт:

$$Q_0 = 1,02 \cdot Q_0', \quad (3.12)$$

$$Q_0 = 1,02 \cdot 5,4 = 5,5.$$

Приймаємо, що робочим тілом (холодоагентом) у тепловому насосі є (хладон-12 у прикладі), вибираємо за варіантом.

Роздивимося цикл теплового насоса по lgr – h діаграмі хладону-12, яка наведена на рисунку 3.2, та визначаємо параметри холодоагенту в характерних точках [3, 4].

Температура холодоагенту у випарнику, як було прийнято раніше $t_{xa} = 5$ °С. Температура холодоагенту в конденсаторі теплового насоса виходить залежною від температури повітря, яка має дорівнювати $t_l = 53$ °С, вихідні дані, що необхідно для режиму сушіння. Тоді задаємося температурним натиском у конденсаторі ($\Delta t = 17$ °С) та знайдемо температуру холодоагенту в конденсаторі, °С:

$$t_{xa\kappa} = t_l + \Delta t, \quad (3.13)$$

$$t_{xa\kappa} = 53 + 17 = 70.$$

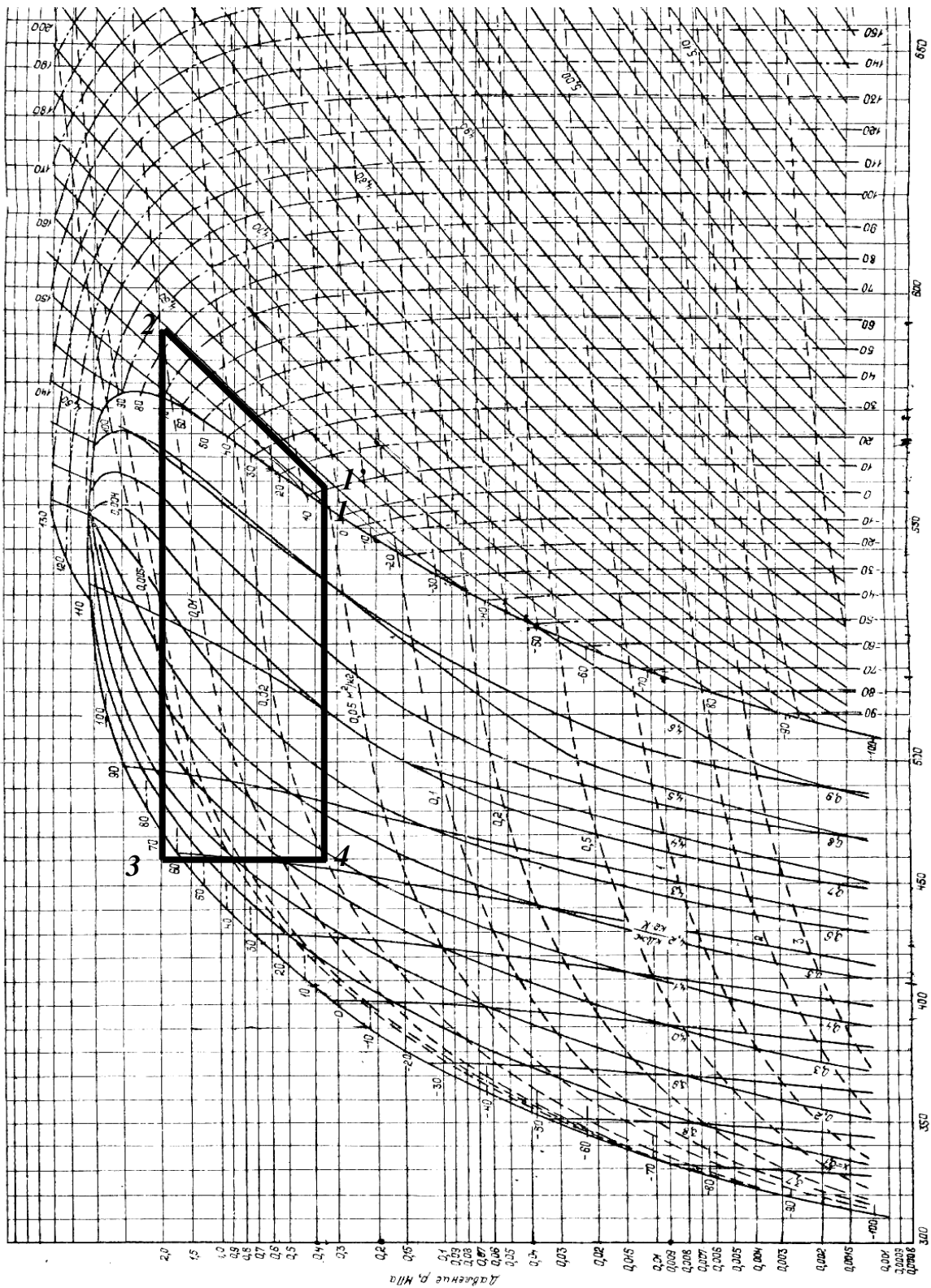


Рисунок 3.2 – lgr – h діаграма хладону-12

На lgr – h діаграмі (рисунок 3.2) проведемо дві ізотерми $t_{xa} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $t_{xa\kappa} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Цим ізотермам у зоні насичення пари відповідають ізобари:

- для випарника $t_{xa} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{xa} = 0,35\text{ МПа}$;

- для конденсатора $t_{ха\kappa} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{ха\kappa} = 1,9\text{ МПа}$.

На перехресті ліній сухості холодоагенту ($k = 0,97$ ізотерми $t_{ха} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$) знаходимо точку 1 в циклі теплового насоса з відповідними параметрами робочого тіла на виході з випарника.

Для усунення можливості гідравлічного удару у компресорі необхідно перегріти пар робочого тіла на $5 - 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, що зазвичай проходить у з'єднувальних трубах між випалювачем та компресором. Приймаємо величину перегріву пари робочого тіла рівною $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тоді точка стану робочого тіла на вході в компресор буде точкою 1'.

Далі процес стиску у компресорі приймаємо як адіабатний (ізоентропійний) при $S = \text{const}$ (що зазвичай завищує потрібну потужність привода компресора в експлуатації). На перетині ізоентропи $S = \text{const}$ з ізобарою $p_{\kappa} = 1,9\text{ МПа}$ знаходимо точку 2, яка являє стан робочого тіла на виході з компресора. Температура холодоагенту при цьому стає $t_2 = 84\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Після компресора холодоагент проходить у конденсатор, де відбувається процес конденсації до переходу робочого тіла у стан рідини. Цей процес протікає при температурі конденсації $t_{\kappa} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Крім того у конденсаторі холодоагент переохолоджується на $5 - 10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Задаємося величиною переохолодження $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. При цьому отримуємо точку 3 на перетині ізобари $p_{ха\kappa} = 1,9\text{ МПа}$ та ізотерми $t = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Далі робоче тіло проходить дросель, де дроселюється до тиску $p_{ха\kappa} = 0,35\text{ МПа}$. Процес дроселювання є ізоентальпним, тому на перетині ізоентальпи ($i_{4-3} = 460\text{ кДж / кг}$) та ізобари процесу у випарнику знаходимо точку 4. Ці точки (1', 1, 2, 3, 4) нанесені на схемі установки на рисунку 3.1. У результаті креслення циклу теплового насоса в $\lg p-h$ координатах (рисунок 3.2) визначаємо координати робочого тіла у кожній точці циклу. Знайдені результати занесено у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри робочого тіла у циклі теплового насоса

Номер точки	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$h, \text{кДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$
1	5	0,35	555	0,053
1'	10	0,35	558	0,05
2	84	1,9	590	0,01
3	60	1,9	460	0,003
4	5	0,35	460	0,021

Визначимо термодинамічні характеристики циклу.

Питома холодовидатність, кДж/кг:

$$q_0 = h_1 - h_4, \quad (3.14)$$

де h_1 та h_4 – ентальпія робочого тіла стосовно до та після випарника.

$$q_0 = 555 - 460 = 95.$$

Масова витрата робочого тіла, кг/с:

$$M = Q_0 / q_0, \quad (3.15)$$

де Q_0 – холодовидатність теплового насоса.

$$M = 5,5 / 95 = 0,058.$$

Питома робота компресора, кДж/кг:

$$l = h_2 - h_1, \quad (3.16)$$

де h_1 та h_2 – ентальпії робочого тіла відповідно до та після компресора.

$$l = 590 - 558 = 32.$$

Питома теплова потужність конденсатора, кДж/кг:

$$q_k = h_2 - h_3, \quad (3.17)$$

де i_2 та i_3 – ентальпії робочого тіла відповідно до та після конденсатора,

$$q_k = 590 - 460 = 130.$$

Холодильний коефіцієнт установки як холодильної машини:

$$\Sigma = q_o / l, \quad (3.18)$$

$$\Sigma = 95 / 32 = 2,97.$$

Тепловий коефіцієнт теплового насоса як нагрівача:

$$\mu = q_k / l, \quad (3.19)$$

$$\mu = 130 / 32 = 4,06.$$

Теплова потужність конденсатора, кВт:

$$Q_k = q_k \cdot M, \quad (3.20)$$

$$Q_k = 130 \cdot 0,058 = 7,54.$$

Отже, теплова потужність конденсатора цілком достатня для підтримки прийнятого режиму сушіння, оскільки її достатньо для компенсації втрати теплоти через огородження та витрату тепла на випарювання вологи. $Q_k = Q_{кал} / 0,94$, де 0,94 – коефіцієнт теплових втрат.

Індикаторна потужність компресора, кВт:

$$N_i = l \cdot M, \quad (3.21)$$

$$N_i = 32 \cdot 0,058 = 1,856.$$

За необхідною холодовидатністю обираємо, як буде показано нижче, компресорний агрегат ПГ-7 з частотою обертання: $n = 50 \text{ } ^{-1}\text{С}$ з механічним ККД – $\eta_{мех} = 0,8$. Креслення компресорного агрегату наведено у графічній частині проєкту (лист ДП М КТТД СУТН 02.00.00 В3).

Тоді ефективна потужність компресора, кВт:

$$N_e = N_i / \eta_{мех}, \quad (3.22)$$

$$N_e = 1,856 / 0,8 = 2,32.$$

Потужність електричного струму, який втрачається на привід компресора, кВт:

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел}, \quad (3.23)$$

$$N_{ел} = 2,32 / 0,93 = 2,49,$$

де $\eta_{ел}$ – електричний ККД компресорного агрегату.

4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

4.1 Стисла техніко-економічна характеристика проєкту

Здебільшого в сушильних установках ємністю до 20...30 м³ для нагрівання повітря, яке циркулює, використовують теплоелектронагрівачі (ТЕН-и).

Визначимо сумарні енерговитрати на технологічний процес у період усього часу сушіння деревини, а також підрахуємо економічну ефективність сушильної камери з застосуванням теплового насоса порівняно з використанням ТЕН-ів.

Проведемо порівняльний аналіз витрат енергії на сушіння деревини для сушильної камери з тепловим насосом як нагрівального приладу та для сушильної камери з ТЕН-ами. Оскільки конструкція камери та об'єм матеріалу, що сушиться, залишаються незмінними, то витрати енергії на початковий нагрів та циркуляцію сушильного агенту однакові як в камері з тепловим насосом, так і в камері з ТЕН-ами.

4.2 Описання роботи теплового насоса для сушіння деревини

При конденсації хладону проходить виділення тепла, що передається сушильному агенту камери. Сконденсований хладон з конденсатора поступає у проміжній теплообмінник, де проходить його переохолодження за рахунок теплообміну з холодоагентом, який йде з випарника до компресора. Далі рідкий холодоагент стікає у ресивер та фільтр-сушник, де він очищається від механічних домішок і підсушується. Потім холодоагент подається по рідинній магістралі до терморегулюючих вентилів як у камері,

так і зовні, в яких дроселюється до тиску, відповідному заданій температурі кипіння.

Потрапивши до повітряного охолоджувача, холодоагент кипить, відбираючи тепло від повітря, яке у сушильній камері підмішується до вологого рециркулюючого повітря. Паралельно тепло відбирається від навколишнього повітря у зовнішньому випарнику. Потім пара з повітряного охолоджувача та зовнішнього випарника йде через проміжний теплообмінник, де підігрівається за рахунок теплообміну з рідинним гарячим хладоном. Далі цикл повторюється.

4.3 Визначення капітальних вкладень (інвестицій) на реалізацію проєкту

Капітальні витрати на енергоощадний захід зведено в таблицю 4.1

Таблиця 4.1 – Капітальні витрати на енергоощадний захід

Номер	Перелік витрат	Величина витрат
1	2	3
1	Вартість установки теплового насоса повітря-повітря потужністю 5,5 кВт - конденсатори повітряного охолодження ФАК-0,7Є; - випарник, винесений за кордони сушильної камери; - випарник, розташований усередині сушильної камери; - компресор ПГ7 потужністю 2,62 кВт	72000
	- фільтр-сушник Ф–23	420
		72420

Витрата енергії на початковий перегрів у тепловому розрахунку сушильної камери (вихідні дані), кВт · год:

$$Q_{\text{поч.пер}} = 6,5. \quad (4.1)$$

Витрата енергії на привід вентиляторів, кВт · год:

$$Q_{\text{вент}} = N_{\text{в}} \cdot n_{\text{в}} \cdot \tau_{\text{сушки}}, \quad (4.2)$$

де $N_{\text{в}} = 1$ кВт – потужність привода одного вентилятора, постійна величина для всіх варіантів;

$n_{\text{в}}$ – кількість одночасно працюючих вентиляторів, дивись схему установки;

$\tau_{\text{сушки}} = 12 \cdot 24 = 288$, год – час сушіння.

$$Q_{\text{вент}} = 1 \cdot 4 \cdot 288 = 1152.$$

Витрата енергії для компенсації витрат теплоти через огороження камери та випарювання вологи:

1) для сушильної камери з ТЕН-ами, кВт · год:

$$Q_{\text{нагр.тен.}} = Q_{\text{кал}} \cdot \tau_{\text{сушки}}, \quad (4.3)$$

де $Q_{\text{кал}}$ – максимальна потрібна потужність калорифера при середньорічних умовах, кВт (вихідні дані);

$$Q_{\text{нагр.тен.}} = 7,6 \cdot 288 = 2188,8;$$

2) для сушильної камери з тепловим насосом, кВт · год:

$$Q_{\text{нагр.т.н.}} = N_{\text{ел}} \cdot \tau_{\text{сушки}}, \quad (4.4)$$

де $N_{\text{ел}} = 2,49$ кВт – потужність електричного струму, яка витрачається на привід компресора теплового насоса;

$$Q_{\text{нагр.т.н.}} = 2,49 \cdot 288 = 717,12.$$

Сумарна витрата енергії на сушіння деревини:

1) для сушильної камери з ТЕН-ами, кВт · год:

$$Q_{\Sigma\text{тсн}} = Q_{\text{наг прогр}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{нагр т.н.}}, \quad (4.5)$$

$$Q_{\Sigma\text{тсн}} = 6,5 + 1152 + 2188,8 = 3347,3;$$

2) для сушильної камери з тепловим насосом, кВт · год:

$$Q_{\Sigma\text{тн}} = Q_{\text{прогр}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{нагр т.н.}}, \quad (4.6)$$

$$Q_{\Sigma\text{тн}} = 6,5 + 1152 + 717,12 = 1875,62.$$

Порахуємо вартість сушіння деревини у камері з тепловим насосом та ТЕН-ами.

Сучасна вартість одного кВт·год електроенергії в Україні для промислових підприємств Укрзалізниці дорівнює 5,50 грн/(кВт·год). Тоді вартість сушіння 7,5 м³ пиломатеріалів за один сушильний цикл:

1) для сушильної камери з ТЕН-ами, грн/цикл:

$$C_{\text{цикл}} = Q_{\Sigma\text{тен}} \cdot 5,50, \quad (4.7)$$

$$C_{\text{цикл}} = 3347,3 \cdot 5,50 = 18410,15;$$

2) для сушильної камери з тепловим насосом, грн/цикл:

$$C'_{\text{цикл}} = Q_{\Sigma\text{тн}} \cdot 5,50, \quad (4.8)$$

$$C'_{\text{цикл}} = 1875,62 \cdot 5,50 = 10315,91.$$

Вартість сушіння 1 м³ деревини:

1) для сушильної камери з ТЕН-ами, грн/м³:

$$C_{\text{м}^3} = C_{\text{цикл}} / 7,5, \quad (4.9)$$

$$C_{\text{м}^3} = 18410,15 / 7,5 = 2454,69;$$

2) для сушильної камери з тепловим насосом, грн/м³:

$$C'_{\text{м}^3} = C'_{\text{цикл}} / 7,5, \quad (4.10)$$

$$C'_{\text{м}^3} = 10315,91 / 7,5 = 1375,45.$$

Зіставимо вартість сушіння деревини для сушильних камер з ТЕН-ами та тепловим насосом:

$$K_c = C_{\text{м}^3} / C'_{\text{м}^3}, \quad (4.11)$$

$$K_c = 2454,69 / 1375,45 = 1,78465.$$

Результати розрахунку енерговитрат та економічної ефективності сушильної камери подамо у вигляді таблиці.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку енерговитрат та економічної ефективності сушильної камери

Показник	Сушильна камера	
	з тепловим насосом	з ТЕН-ами
Витрата енергії, кВт · год		
Початковий підігрів	6,5	6,5
Привід вентиляторів	1152	1152
Компенсація втрат тепла через огороження камери та випарювання вологи	717,12	2188,8
Сумарна витрата енергії на сушіння деревини, кВт · год	1875,62	3347,3
Вартість сушіння 7,5 м ³ деревини:		
грн/цикл	10315,91	18410,15
Вартість сушіння 1 м ³ деревини:		
грн/м ³	1375,45	2454,69

Аналізуючи результати розрахунку енерговитрат та економічної ефективності сушильної камери можна зробити висновок, що сушильна камера з тепловим насосом економно витрачає енергію на процес сушіння. При однаковій кількості матеріалу, що сушиться, вартість сушіння у 1,75 раза менша ніж у камер з ТЕН-ами.

Порахуємо вартість сушіння деревини у камері з тепловим насосом та ТЕН-ами за рік, грн:

$$E_{\text{річн}} = C_{\text{цикл}} * T_{\text{рік}}, \quad (4.12)$$

де $C_{\text{цикл}}$ - див. 4.7, 4.8, грн/цикл;

$T_{\text{рік}} = 30$, цикл/рік – річна кількість циклів.

$$E_{\text{річн}} = 18410,15 \cdot 30 = 552304,5 \text{ грн};$$

$$E'_{\text{річн}} = 10315,91 \cdot 30 = 309477,3 \text{ грн.}$$

Економія при використанні теплового насоса:

$$552304,5 - 309477,3 = 242827,2 \text{ грн.}$$

Таблиця 4.3 – Економічний ефект упровадженого заходу

Параметри	2023	2024	2025	2026	2027
Витрата ел. енергії до впровадження, кВт·год	3347,3	3347,3	3347,3	3347,3	3347,3
Вартість ел. енергії, грн/(кВт·год)	5,50	5,50	5,50	5,50	5,50
Річна витрата на ел. енергію до впровадження, грн	552304,5	552304,5	552304,5	552304,5	552304,5
Капітальні вкладення, грн	72420	-	-	-	-
Витрата ел. енергії після впровадження, кВт·год	18410,15	18410,15	18410,15	18410,15	18410,15
Річна витрата на ел. енергію після впровадження, грн	309477,3	309477,3	309477,3	309477,3	309477,3
Економ. ефект, грн	170407,2	242827,2	242827,2	242827,2	242827,2

Термін окупності вкладень у проєкт:

$$T_{ок} = \frac{72420}{242827,2} = 3,58 \text{ місяці.}$$

Маємо позитивний економічний ефект у перший рік впровадження теплового насоса.

5 ВИХІДНІ ДАНІ

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку параметрів теплового насоса

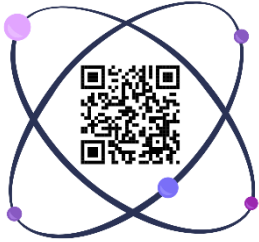
Позначення	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$t_{c.n.}, ^\circ\text{C}$	20	25	30	35	40	45	20	25	30	35	40	45
$r, \text{кДж/кг}$	2450	2442	2430	2418	2406	2394	2453	2442	2430	2418	2406	2394
$t_2, ^\circ\text{C}$	52,305	52,305	52,305	52,305	52,305	52,305	52,305	52,305	52,305	52,305	52,305	52,305
$h_2, \text{кДж/кг}$	272,155	272,155	272,155	272,155	272,155	272,155	272,155	272,155	272,155	272,155	272,155	272,155
$h_0, \text{кДж/кг}$	58,6	75,4	100,5	133,9	167,5	209,4	58,6	75,4	100,5	133,9	167,5	209,4
$d_0, \text{г/кг}$	14	21	28	37	50	64	14	21	28	37	50	64
$d_1, \text{г/кг}$	85	85	85	85	85	85	85	85	85	85	85	85
$d_2, \text{г/кг}$	85,322	85,322	85,322	85,322	85,322	85,322	85,322	85,322	85,322	85,322	85,322	85,322
$\rho_{овп}, \text{кг/м}^3$	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
$\rho_{рпв}, \text{кг/м}^3$	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125	1,0125
$G_{цсп}$	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72	20146,72
$t_1, ^\circ\text{C}$	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53
Холодо-агент	R11	R113	R114	R123	R1270	R134	R152a	R21	R22	R290	R401a	R401b
$Q_{поч.пер}, \text{кВт} \cdot \text{год}$	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
$Q_{кал} \text{ (ТЕНи)}, \text{кВт} \cdot \text{год}$	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

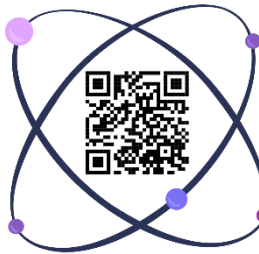
- 1 Білей П. В. Сушіння деревини: навч. посіб. (для студ. лісотехн. вузів). Львів: Ліга – Прес, 2003. 239 с.
- 2 Клименко В. В., Кравченко В.В., Телюта Р.В. Енергозбереження в теплотехнологічних процесах та установках: навч. посіб. Кропивницький: ПП Ексклюзив-Систем, 2020. 219 с.
- 3 Бабіченко Ю. А., Гришина О. В. Технічна термодинаміка: метод. вказівки і завдання до виконання практ. робіт. Харків : УкрДУЗТ, 2012. Ч. II. 42 с.
- 4 Традиційні та нетрадиційні системи енергозабезпечення урбанізованих іТ 65 промислових територій України: монографія / Г. Г. Півняк, О. С. Бешта, М. М. Табаченко та ін.; під заг. ред. Г. Г. Півняка. Дніпропетровськ : Національний гірничий університет, 2013. 333 с.

ДОДАТОК А

Перелік посилань на додатковий матеріал



Перелік холодоагентів



Відео побудови циклу теплового насоса на діаграмі lgP-h холодоагенту R12

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ СУШІННЯ ДЕРЕВИНИ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи

з дисципліни

«ВІДНОВЛЮВАЛЬНІ ТА НЕТРАДИЦІЙНІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ»

Відповідальний за випуск Бабіченко Ю. А.

Підписано до друку 20.06.2024 р.
Умовн. друк. арк. 2,5. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного
транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.