

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
за освітньо-професійною програмою
«Холодильні машини і установки»

**на тему «Розрахунок змійовикового теплообмінника-нагрівача системи
гарячого водопостачання»**

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи

Дякунчак Святослав Іванович
(прізвище, ім'я по батькові)

_____ (підпис здобувача)

*В роботі не виявлено текстових,
ілюстративних та інших запозичень
без коректного на них посилання*

Керівник роботи _____
(підпис)

Завідувач кафедри _____
(підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

Мерзляков Ю. С.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

к.т.н., ст.викладач

(науковий ступінь, звання, посада)

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	3
1. Аналіз потенціалу використання теплових насосів для систем гарячого водопостачання	5
2. Система гарячого водопостачання з застосуванням теплового насосу.....	11
2.1. Опис принципіальної схеми системи ГВП з застосуванням ТН.....	11
2.2. Розрахунок циклу теплонасосної установки	13
2.3. Розрахунок питомих параметрів парокompресійного ТН	15
2.4 Розрахунок режимних параметрів парокompресійного ТН.....	15
3. Змійовиковий теплообмінник-нагрівач системи ГВП.....	17
3.1. Пристрій, конструкція та призначення теплообмінник-нагрівач.....	17
3.2. Розрахунок змійовикового теплообмінника	20
4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	28
Список використаних джерел.....	32

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ			
Змін.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Розрахунок змійовикового теплообмінника-нагрівача системи гарячого водопостачання	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Дякунчак				2	32	
Перев.		Мерзляков						
Н. контр.						СумДУ, гр. ХКдн-84др		
Затв.								

ВСТУП

Однією з основних проблем, що вирішується світовою спільнотою на цей час, є енергозбереження. Одночасно реалізуються дві мети – збереження невідновлюваних енергоресурсів і скорочення шкідливих викидів в атмосферу продуктів згоряння, що є, зокрема, основним фактором глобального потепління. Одним із найважливіших напрямів вирішення зазначеної проблеми є використання енергозберігаючих технологій на основі використання теплових насосів.

Теплові насоси, здійснюючи зворотний термодинамічний цикл на низькокиплячій робочій речовині, утилізують низькопотенціальну теплоту природних, технологічних і побутових джерел та трансформують її на більш високий температурний рівень. До того ж первинної енергії витрачається в 1,2–2,3 рази менше ніж у разі прямого спалювання палива.

Використання теплових насосів перспективне в комбінованих схемах за умови поєднання з іншими технологіями використання відновлюваних джерел енергії – сонячної та геотермальної. Можливості та економічна доцільність застосування теплових насосів й установок залежать від кліматичних особливостей регіону, рівня розвитку паливно-енергетичного сектору, співвідношення цін на основні види палива та електроенергії та інших чинників.

Енергетична ефективність теплових насосів залежить від характеристик теплових джерел, що беруть участь у термотрансформації: від температурного рівня нагрівання середовища споживача теплового навантаження і від температури надходження утилізованого низькопотенціального середовища.

Рівень нагрівання середовища споживача залежить від цільового призначення тепlopостачання, і найкращі техніко-економічні результати зазвичай відповідають застосуванню теплонасосних систем для опалення та гарячого водопостачання.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Застосування теплових насосів для опалювальних цілей ефективно лише для систем «м'якого режиму», наприклад, для повітряних або водяних систем підлогового опалювання. Адаптація теплових насосів до характеристик водяного батарейного опалювання для регіонів країни із середньозимовою температурою нижче за 2 °С пов'язана з використанням бівалентних теплонасосних установок, в яких догрівання теплоносія забезпечується традиційними теплогенеруючими пристроями.

Можливість використання в теплопостачанні потоків низькопотенціальних вторинних енергоресурсів значно розширює ресурсну базу теплопостачання, робить її менш залежною від постачань паливних ресурсів. Задіявши тепловий насос, що працює на джерелах природної теплоти (атмосферне повітря, природні води тощо), можна забезпечити системи теплопостачання ресурсом на 15–20 років її роботи.

Утилізація низькопотенціальної теплоти у промисловому виробництві може істотно підвищити ефективність енерговикористання. Особливо це стосується технологій, пов'язаних із споживанням парових потоків, таких як: випаровування, кристалізація, ректифікація тощо. Утилізація низькопотенціальної теплоти систем оборотного водопостачання підприємств дозволяє істотно знизити витрату підживлювальної води за рахунок вимикання відкритих пристроїв охолодження (градирень, басейнів), зменшується загальне енергоспоживання подібних систем за рахунок вимикання вентиляторів для градирень.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1 АНАЛІЗ ПОТЕНЦІАЛУ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ СИСТЕМ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Проблема забезпечення потреби в паливно-енергетичних ресурсах передбачає комплекс завдань із пошуку і розроблення альтернативних джерел енергії та впровадження раціональних способів зниження їх втрат [1].

Одним із ефективних способів економії паливних ресурсів, а також захисту навколишнього середовища є широке впровадження теплонасосних установок, в яких низькопотенціальні теплові потоки перетворюються в потоки із вищим температурним рівнем.

Тепловим насосом називають технічну систему, що реалізує підвищувальну термотрансформацію низькопотенціального теплового потоку.

Теплові насоси не є теплогенерувальними пристроями і не виробляють енергію у формі тепла. Навпаки, здійснюване в теплових насосах теплоперенесення можливе лише з витратою енергії, форма якої залежить від принципу, покладеного в основу їх функціонування.

Необхідно відзначити, що в більшості типів теплових насосів підвищується температурний рівень практично всіх потоків енергії, тоді як для цього витрачаються найцінніші потоки енергії – стовідсоткові ексергетичні потоки.

Відомо, що одержання зазначених енергетичних потоків із викопного палива супроводжується виробленням теплоти, і тому теплові насоси не можуть конкурувати з когенераційними енергетичними системами в загальній концепції енергозабезпечення різних сфер життєдіяльності, але в межах використання теплових вторинних енергоресурсів теплові насоси поза сумнівом можуть розглядатися як найбільш прості та оптимальні пристрої.

Термін «тепловий насос», безумовно, не відображає сутності фізичних процесів, а просто символізує абстрактне уявлення про перекачування нематеріального потоку з температурою як параметр інтенсивності.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Теплові насоси дозволяють використовувати поновлювану низькотемпературну енергію навколишнього середовища на потреби більш високотемпературного об'єкта.

Основні сфери застосування теплових насосів: системи гарячого водопостачання, опалювання, цілорічного кондиціонування повітря, а також ряд промислових технологій.

Тепловий насос не є пристроєм, що автономно працює, а є основним компонентом більш загальної системи під назвою «теплонасосна установка», в яку, крім теплового насоса, входять: устаткування, прилади і комунікації, що забезпечують експлуатаційні зв'язки теплового насоса з низькопотенціальними джерелами теплоти та об'єктами споживання навантаження.

На рисунку 1.1 подана спрощена схема теплонасосної установки для опалювання приміщення.

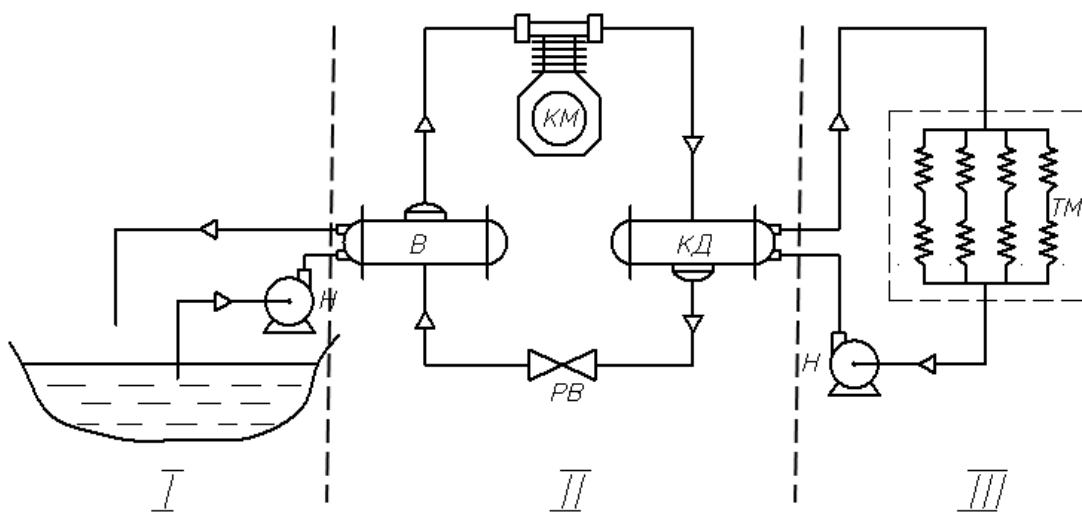


Рисунок 1.1 – Схема теплонасосної установки:

I – система підведення теплоти на термотрансформацію (первинний контур);

II – система термотрансформації (тепловий насос);

III – система споживача теплового навантаження (гріючий контур);

Н – насос; *В* – випарник; *КМ* – компресор; *КД* – конденсатор;

РВ – регулювальний вентиль; *ТМ* – тепла мережа.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Відповідно до рисунка 1.1 теплонасосна установка подана у вигляді трьох взаємозв'язаних систем на базі теплового насоса парокомпресійного типу. Система I забезпечує подавання утилізованого середовища до випарника теплового насоса, у цьому варіанті – воду із природного водоймища. У випарнику за рахунок теплообміну між водою і робочою речовиною (холодоагентом) вода охолоджується і по лінії насичення скидається у водоймище.

У системі II тепловий потік, відібраний від води у випарнику, витрачається на кипіння рідкої фази холодоагенту. Пара, що виходить із випарника, надходить до компресора, де відбувається підвищення його термічних параметрів до необхідного рівня термотрансформації. Далі пара надходить до конденсатора теплового насоса, де його конденсація забезпечується через передавання теплоти середовищу споживача, циркулюючої через опалювальну мережу системи III.

Принципово теплонасосна установка може працювати в режимі холодильної машини і, отже, мати ширше функціональне призначення, наприклад, для цілорічного кондиціонування повітря.

Наведений на рисунку 1.1 технічний комплекс, який ми називаємо теплонасосною установкою, під час реверсування напряму потоку холодоагенту перетворюється на холодильну установку, призначенням якої буде охолодження приміщення через перенесення теплоприпливів із приміщення до водоймища, тобто скидання в навколишнє середовище. Для реалізації подібного реверсування режиму роботи в теплонасосній установці передбачається достатньо простий пристрій перемикачів комунікацій, що забезпечує незалежність роботи компресора і взаємозаміну функцій між конденсатором і випарником.

Теплові насоси, як і будь-які інші термомеханічні системи, можуть бути класифіковані за низкою ознак, головною з яких, поза сумнівом, є принцип дії. За цією ознакою розрізняють:

– парокомпресійні (ПКТН);

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

- абсорбційні (АТН);
- струминні (СТН);
- термоелектричні (ТЕТН).

Оптимізація енергоефективності під час застосовування теплових насосів і установок привела до виділення ще однієї важливої ознаки – валентності режиму теплового насоса в загальній схемі теплопостачання (теплогенерації):

- моновалентні – лише тепловий насос;
- бівалентні – з додатковим джерелом теплоти.

Різновидом бівалентного режиму роботи є моноенергетичний режим. Для подібного режиму тепловий насос і додатковий теплогенератор використовують один і той самий вид енергоносія, зазвичай електроенергію.

Під час використання як утилізованого середовища природних джерел, а середовищем споживача є вода або атмосферне повітря, теплові насоси позначають у такому вигляді:

- повітря – повітря, повітря – вода;
- ґрунт – повітря, ґрунт – вода;
- вода – повітря, вода – вода.

У деяких випадках теплові насоси класифікують за типом привода:

- електропривід;
- двигуни внутрішнього згоряння;
- турбопривід.

Реалізація проектів теплопостачання із застосуванням теплонасосних систем вимагає технологічного узгодження об'єкта споживання теплового навантаження і джерела низькопотенціальної теплоти. Техніко-економічні показники подібного проекту багато в чому залежатимуть від двох температурних рівнів:

- температури утилізованого середовища на вході до теплового насосу, $t_{1у}$;
- кінцевої температури нагрівання середовища споживача, $t_{2с}$.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

У таблицях 1.1 і 1.2 наведені орієнтовні дані щодо зазначених температур.

Таблиця 1.1 – Характеристика температурного потенціалу утилізованих середовищ для теплонасосних установок

Джерела низькопотенціальної теплоти	$t_{1y}, ^\circ\text{C}$
Атмосферне повітря	-5 – +15
Повітря витяжної вентиляції приміщень	15 – 25
Ґрунт	5 – 10
Ґрунтові води	8 – 15
Вода шахтного водовідливу	20 – 24
Вода природних водоймищ	4 – 17
Стічні води	10 – 17
Вода систем оборотного водопостачання	25 – 40
Геотермальні води	40 – 65
Технологічні скидання рідин і газів	40 – 70
Теплоносій сонячних колекторів	20 – 40

Можливості та економічна доцільність застосування теплонасосних установок залежить від кліматичних і географічних особливостей, рівня розвитку економіки, паливно-енергетичного балансу, співвідношення цін на основні види палива й електроенергії та інших чинників [1–4].

Згідно із прогнозом Світового енергетичного комітету до 2030 р. 78 % комунального і виробничого теплопостачань у розвинутих країнах здійснюватиметься за допомогою теплових насосів. На цей час у світі працює близько 20 млн теплових насосів різної потужності – від декількох кіловат до сотень мегават.

Таблиця 1.2 – Характеристика рівня нагрівання середовища споживача теплоти

Вид теплотехнології	Середовище	$t_{2c}, ^\circ\text{C}$
Опалювання підлогове	вода	25– 35
Опалювання нагрітим повітрям	повітря	25 – 30
Опалювання з фенкойлами (конвекторами)	вода	40 – 55
Опалювання батарейне	вода	70 – 100
Гаряче водопостачання виробниче	вода	50 – 80
Гаряче водопостачання побутове	вода	45
Тепломасообмінні процеси (сушіння)	робочі речовини	80 – 120

Найбільш поширеними у країнах із помірним кліматом стали повітряно-повітряні теплонасосні установки, призначені для гарячого водопостачання. Для країн із дешевою електроенергією характерне застосування великих теплонасосних установок у системах центрального тепlopостачання. У зв'язку з тенденцією зростання цін на енергоресурси починає інтенсивно розвиватися використання для теплових насосів привода від газового двигуна.

Основні закордонні виробники теплонасосного устаткування фірми General Electric, Lenox (США); Thermia (Швеція); Carrier (Франція); Sulzer, Viessmann (Німеччина), Metro, Danfos (Данія), Buderus (Швейцарія). В Україні виробниками теплових насосів є ВАТ «Рефма», м. Мелітополь, ТОВ «Геосан Текнолоджі», м. Бровари, концерн «Нікмас», м. Суми.

2 СИСТЕМА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ З ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

2.1. Опис принципіальної схеми системи ГВП з застосуванням ТН

Для можливості нагрівання санітарної (водопровідної) води в системі гарячого водопостачання (ГВП) за допомогою теплового насоса (ТН) пропонується використовувати як низькопотенційне джерело теплоту атмосферного повітря. З огляду на те, що якість водопровідної води може не відповідати вимогам її застосування безпосередньо в конденсаторі теплового насоса, у схемі, що розглядається, передбачений проміжний контур теплоносія (II). На лінії підведення теплоносія до насоса встановлено розширювальний бак для захисту контуру від об'ємного розширення теплоносія в процесі його нагрівання в конденсаторі ТН. Як теплоносієм використовується дистильована вода.

Щоб здійснити подачу атмосферного повітря (лінія I) у випарник теплового насоса використовується осьовий вентилятор ВТ. У випарнику теплового насоса за рахунок теплоти, що відбирається від атмосферного повітря, відбувається кипіння холодоагенту, пари якого після стиснення в компресорі конденсуються з передачею теплоти теплоносію, що циркулює в проміжному контурі (II) за рахунок роботи насоса.

Отримане тепло передається теплоносієм водопровідній (санітарної) воді (лінія III), що нагрівається, у водонагрівачі ВН з одним теплообмінником і шаром термоізоляції, зовнішній бак якого виготовлений з нержавіючої сталі для запобігання утворенню корозії всередині апарату. У водонагрівачі встановлений теплообмінник змішувального типу, який розподіляє обидва середовища та має достатню поверхню теплопередачі. Підігріта вода прямує споживачу.

Робота теплонасосної установки проводитиметься сезонно в період з березня по жовтень. При роботі установки цілорічно необхідно передбачати у схемі підігрівач вхідного атмосферного повітря для запобігання падіння

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

продуктивності ТН та утворення снігової шуби на ребрах випарника, що веде до збільшення капітальних витрат на облаштування системи відтайки та встановлення калорифера.

На рисунку 2.1 представлена схема ГВП із застосуванням теплового насоса, що використовує теплоту атмосферного повітря.

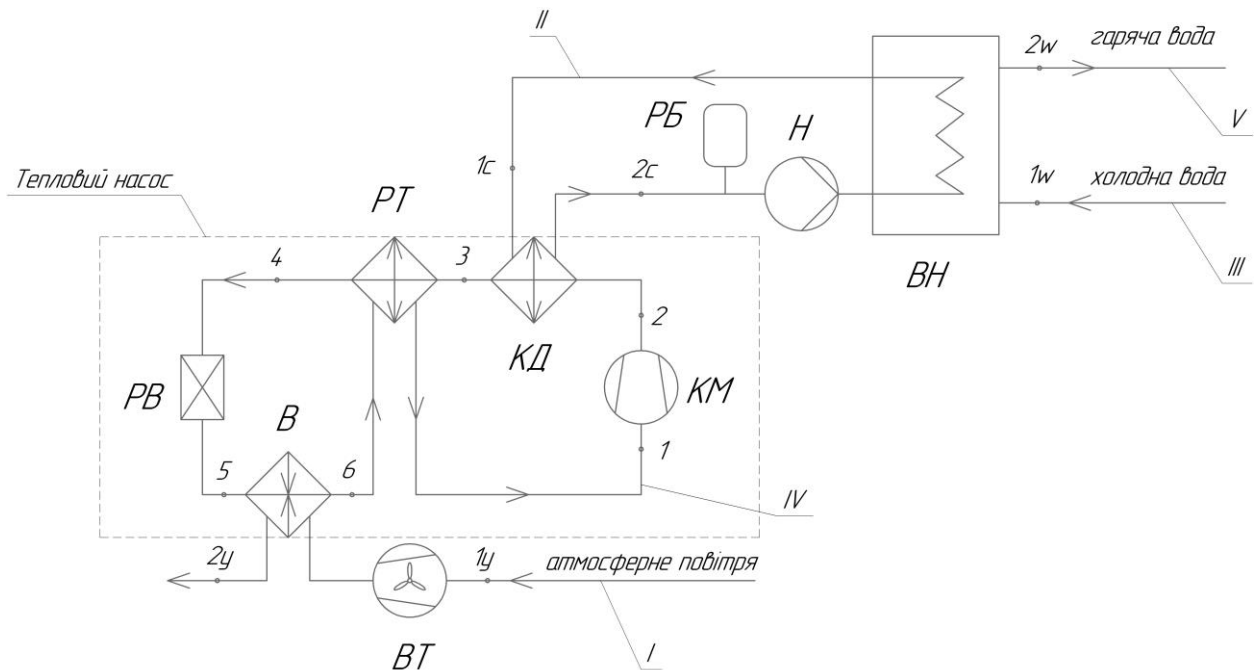


Рисунок 2.1 – Схема ТНУ із парокомпресійним тепловим насосом із використанням теплоти атмосферного повітря

Умовні позначення:

- ВТ – вентилятор; Н – насос; ВН – водонагрівач; РБ – розширювальний бак.
- I – лінія подачі атмосферного повітря.
- II – контур проміжного теплоносія.
- III – лінія подачі холодної санітарної води.
- IV – контур холодоагенту.
- V – лінія гарячої санітарної води після водонагрівача.

Елементи теплового насосу:

- КМ – компресор; КД – конденсатор; РТ – регенеративний теплообмінник;
- РВ – регулюючий вентиль; В – випарник.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

2.2 Розрахунок циклу теплонасосної установки

Вихідні дані:

- теплопродуктивність: $\dot{Q}_T = 10 \text{ кВт}$;
- холодоагент: R134a;
- середовище споживача – санітарна вода;
- параметри середовища споживача:
 - температура води на вході у водонагрівач: $t_{1c} = 15^\circ \text{C}$;
 - температура води на виході з водонагрівача: $t_{2c} = 50^\circ \text{C}$;
- середовище, що утилізується – атмосферне повітря;
- параметри утилизованого середовища:
 - номінальна температура атмосферного повітря: $(t_{1y})_{\text{ном}} = 10^\circ \text{C}$;
 - номінальна відносна вологість атмосферного повітря: $(\phi_{1y})_{\text{ном}} = 60\%$.

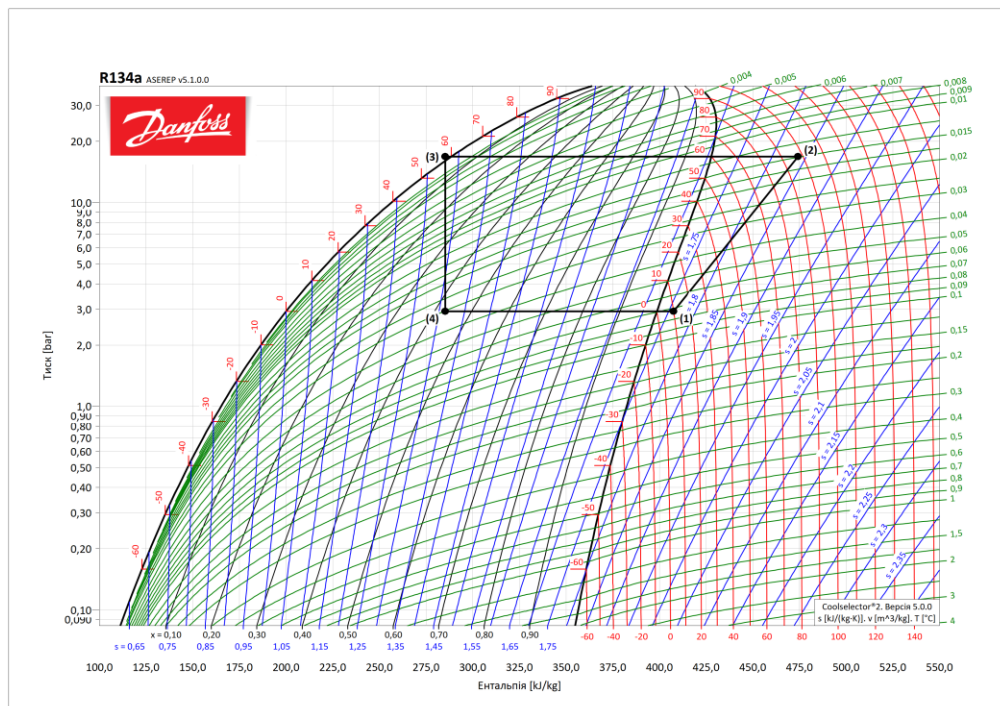


Рисунок 2.2 – Цикл ТНУ в P, i – діаграмі

Визначаємо розрахункові температури:

Знаючи температуру води t_{2c} на виході з водонагрівача, визначаємо температуру теплоносія t_{2w} на вході у водонагрівач:

										Арк.
										13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата						

$$t_{2w} = t_{2c} + 5^{\circ}C = 50 + 5 = 55^{\circ}C$$

Задаємося температурою теплоносія t_{1w} на виході з водонагрівача:

$$t_{1w} = 45^{\circ}C$$

Температура конденсації холодильного агента:

$$t_k = t_{2w} + 5^{\circ}C = 55 + 5 = 60^{\circ}C$$

Знаючи температуру атмосферного повітря $(t_{1y})_{ном}$ на вході у випарник і задаючись перепадом температур холодильного агента Δt_y та повітря Δt_n на випарнику, визначаємо температуру кипіння холодильного агента:

$$t_b = (t_{1y})_{ном} - \Delta t_y - \Delta t_b = 10 - 5 - 5 = 0^{\circ}C$$

Температура на вході до компресора

$$t_1 = t_b + 10^{\circ}C = 0 + 10 = 10^{\circ}C$$

Визначаємо розрахункові ентальпії:

Відповідно до теплового балансу регенеративного теплообмінника:

$$i_3 - i_4 = i_1 - i_6$$

Звідки

$$i_4 = i_3 + i_6 - i_1 = 287 + 397 - 406 = 278 \text{ кДж / кг}$$

Задаємося адіабатним ккд компресора:

$$\eta_s = 0,82$$

Тоді температура холодильного агента на виході з компресора:

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_s} = 406 + \frac{445 - 406}{0,82} = 454 \text{ кДж / кг}$$

Інші дані, необхідні для розрахунку, зводимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Розрахункові параметри

Параметр	Характерні точки						
	1	2s	2	3	4	5	6
P, бар	2,9	16,8	16,8	16,8	16,8	2,9	2,9
T, К	283	347	354	333	327	273	273
i, кДж/кг	406	445	454	287	278	278	397

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		14

2.3. Розрахунок питомих параметрів парокомпресійного ТН

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{\text{кд}} = i_2 - i_3 = 454 - 287 = 167 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{\text{рт}} = i_1 - i_6 = 406 - 397 = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на випарник:

$$q_{\text{и}} = i_6 - i_5 = 397 - 278 = 119 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = i_{2s} - i_1 = 445 - 406 = 39 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома робота компресора:

$$l = i_2 - i_1 = 454 - 406 = 48 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2.4. Розрахунок режимних параметрів парокомпресійного ТН

Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{\text{кд}} = \dot{Q}_T = 10 \text{ кВт}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$m_a = \frac{\dot{Q}_{\text{кд}}}{q_{\text{кд}}} = \frac{10}{167} = 0,06 \text{ кг / с}$$

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$Q_{\text{рт}} = m_a \cdot q_{\text{рт}} = 0,06 \cdot 9 = 0,54 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на випарник:

$$Q_{\text{в}} = m_a \cdot q_{\text{в}} = 0,06 \cdot 119 = 7,14 \text{ кВт}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_s = m_a \cdot l_s = 0,06 \cdot 39 = 2,34 \text{ кВт}$$

					ХМД 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Потужність компресора:

$$N = N_s / \eta_s = 2,34 / 0,82 = 2,85 \text{ кВт}$$

Потужність, підведена до компресора:

$$N_e = \frac{N}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{2,85}{0,95} = 3 \text{ кВт}$$

Потужність потужності компресора:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}}} = \frac{3}{0,9 \cdot 1} = 3,3 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перетворення ТН:

$$\varphi = \frac{Q_{\text{т}}}{N_{\text{пр}}} = \frac{10}{3,3} = 3$$

Ідеальний коефіцієнт перетворення ТН:

$$\varphi_{\text{ид}} = \frac{T_{\text{и}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{и}}} = \frac{273}{333 - 273} = 4,55$$

ККД теплового насосу:

$$\eta_t = \frac{\varphi}{\varphi_{\text{ид}}} = \frac{3}{4,55} = 0,66$$

Масова витрата теплоносія через конденсатор ТН:

$$m_w = \frac{Q_{\text{т}}}{c_c (t_{2w} - t_{1w})} = \frac{10}{4,18 \cdot (55 - 45)} = 0,24 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата атмосферного повітря через випарник ТН:

$$G_y = \frac{Q_{\text{в}}}{c_y (t_{1y} - t_{2y})} = \frac{7,14}{1,005 \cdot (10 - 5)} = 1,42 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		16

3. ЗМІЙОВИКОВИЙ ТЕПЛООБМІННИК-НАГРІВАЧ СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

3.1. Пристрій, конструкція та призначення накопичувального водонагрівача

Накопичувальний водонагрівач – це ємнісний теплообмінний апарат непрямого або прямого нагрівання води для систем гарячого водопостачання. Накопичувальні водонагрівачі дозволяють нагріти великий об'єм води джерелом тепла невеликої потужності та зберегти його гарячим до часу розбору.

У нижній частині бака, заповненого водопровідною водою, розташований трубний теплообмінник, до якого надходить технічна гаряча вода від джерела тепла і нагріває воду в баку. Теплова ізоляція водонагрівача зберігає воду гарячою до моменту водорозбору протягом декількох годин.

Зростання цін на енергетичні ресурси зобов'язує до застосування альтернативних джерел енергії у проектах інженерних систем будівель. У системах з альтернативними джерелами пікові години вироблення тепла, як правило, не збігаються з піками його споживання, а потужність цих джерел зазвичай недостатня для покриття всієї потреби у теплі. Тому схеми сучасних систем гарячого водопостачання вже не можуть обійтися без накопичувальних водонагрівачів.

У системах гарячого водопостачання накопичувальні водонагрівачі застосовують у двох випадках:

- піки вироблення тепла не збігаються з піками його споживання: у цьому випадку водонагрівач виконує функцію акумулятора тепла;
- у системах із явно вираженою нерівномірністю водоспоживання: у цьому випадку установка водонагрівача дозволяє покрити високу пікову потребу в гарячій воді за рахунок тривалої роботи джерела тепла малої потужності, наприклад, теплового насоса.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Переваги:

- можливість нагрівання великого об'єму води джерелом тепла малої потужності;
- час вироблення тепла може не співпадати з часом його споживання.

Недоліки:

- висока вартість;
- великі габарити;
- велика маса.

Конструкція накопичувального водонагрівача може передбачати пряме або непряме нагрівання води.

Непряме нагрівання – підігрів водопровідної води через вбудований або зовнішній теплообмінний апарат за рахунок охолодження технічної води, яка використовується як проміжний теплоносій між джерелом тепла і водою, що нагрівається.

Пряме нагрівання – підігрів водопровідної води вбудованим у бак електричним нагрівальним елементом (ТЕНом).

Накопичувальний водонагрівач непрямого нагрівання (рис. 3.1) складається із сталевого бака зовні покритого тепловою ізоляцією, а зсередини емаллю придатною для контакту з водою питної якості.

Залежно від схеми застосування та покладених завдань, водонагрівачі обладнують:

- одним вбудованим трубним теплообмінником;
- двома вбудованими трубними теплообмінниками;
- зовнішнім кожухотрубним або пластинчастим теплообмінником;
- магнієвим анодом;
- електричним нагрівальним елементом.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

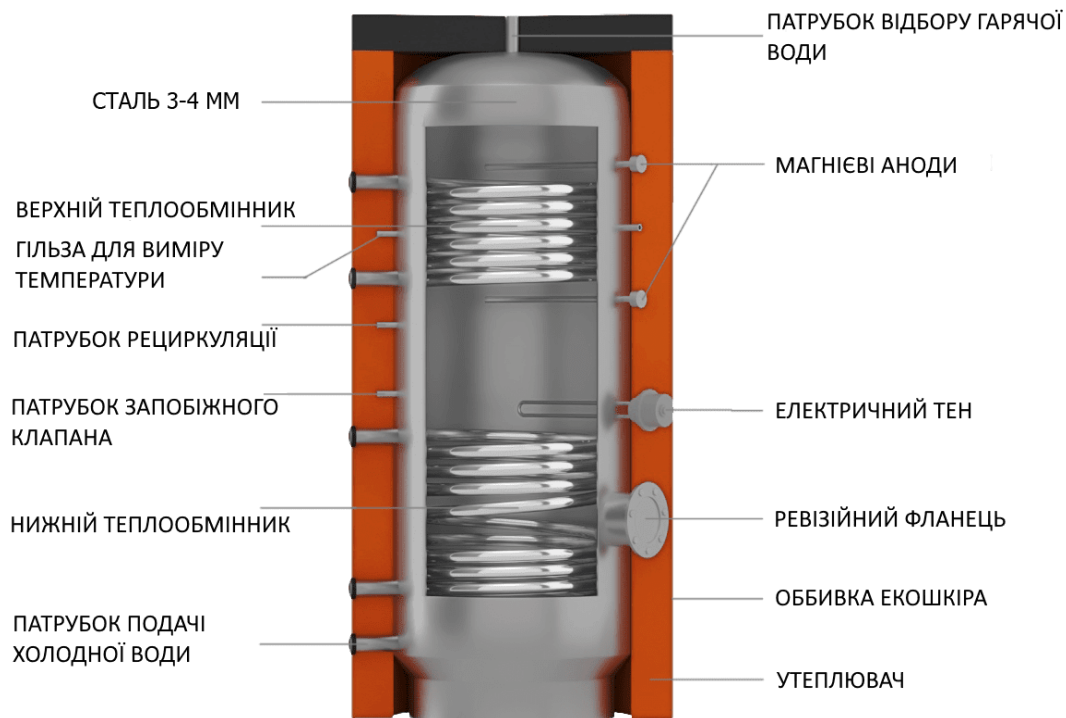


Рисунок 3.1 – Конструкція водонагрівача

Водонагрівачі з одним вбудованим теплообмінником отримали найбільш широке застосування в системах гарячого водопостачання з одним джерелом тепла, якщо площа поверхні вбудованого теплообмінного апарату забезпечує нагрівання води за заданий час.

Накопичувальні водонагрівачі з одним теплообмінником встановлюють у системах ГВП:

- приватних будинків з усіма типами джерел тепла;
- багатоквартирних будинків та адміністративних будівель джерелом тепла в яких є газова котельня.

Вбудований змійовиковий теплообмінник виготовляють із міді або нержавіючої сталі та розташовують у нижній частині бака.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

3.2 Розрахунок змійовикового теплообмінника

Основним теплообмінним елементом подібних теплообмінників є змійовик – труба, зігнута за певним профілем. Змійовик може вставлятися всередину апарата або огинати його зовні. Залежно від цього змійовикові теплообмінні апарати бувають із занурювальними та зовнішніми змійовиками.

У занурювальних теплообмінниках змійовики занурюються в рідину, що знаходиться в корпусі апарату. Вони мають порівняно невелику поверхню теплообміну. Широко поширені теплообмінники із зовнішніми змійовиками, тому що вони дозволяють проводити процес при тисках до 6 МПа.

Перевагами змійникових теплообмінників є простота виготовлення та доступність поверхні теплообміну для огляду та ремонту. Недоліками є громіздкість і труднощі внутрішньої очистки труб.

Тепловий розрахунок:

Рівняння теплового балансу у загальному вигляді, кВт

$$Q = m \cdot \Delta i,$$

де Q – повний тепловий потік, кВт;

m – масова витрата, кг/с;

Δi – питома ентальпія, кДж/кг.

Тепловий потік від теплоносія, кВт

$$Q_1 = m_w \cdot (i_{2w} - i_{1w}) = m_w \cdot c_p (t_{2w} - t_{1w})$$

де $c_p = 4,18$ кДж/кг · °С – середня теплоємність води.

Тепловий потік від санітарної води, кВт

$$Q_2 = m_c \cdot (i_{2c} - i_{1c}),$$

де m_c – масова витрата санітарної води, кг/с.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Якщо теплота гарячого теплоносія повністю сприймається холодним теплоносієм, то рівняння теплового балансу набуде вигляду:

$$Q_2 = m_c \cdot c_p (t_{2c} - t_{1c}) = m_w \cdot c_p (t_{2w} - t_{1w}),$$

звідки

$$m_c = \frac{m_w \cdot c_p (t_{2w} - t_{1w})}{c_p (t_{2c} - t_{1c})}$$
$$m_c = \frac{0,24 \cdot 4,18 \cdot (55 - 45)}{4,18 \cdot (50 - 15)} = 0,29 \text{ кг/с.}$$

Тепловий потік змішувального теплообмінника

$$Q_T = m_w \cdot c_p (t_{2w} - t_{1w})$$
$$Q_T = 0,24 \cdot 4,18 \cdot (55 - 45) = 10 \text{ кВт}$$

Рівняння теплопередачі у загальному вигляді, кВт

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta \bar{t},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, кВт/м²·К;

F – площа поверхні теплообміну, м²;

$\Delta \bar{t}$ – середній логарифмічний температурний тиск, °С.

Середній логарифмічний температурний тиск, °С

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_{\bar{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_{\bar{M}}}},$$

де $\Delta t_{\bar{6}} = t_{2w} - t_{1c}$ – велика різниця температур, °С;

$\Delta t_{\bar{M}} = t_{2c} - t_{1w}$ – менша різниця температур, °С.

$$\Delta t_{\bar{6}} = 55 - 15 = 40 \text{ °С}$$

$$\Delta t_{\bar{M}} = 50 - 45 = 5 \text{ °С}$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{40 - 5}{\ln \frac{40}{5}} = 17 \text{ °С}$$

					ХМД 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		21

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·К

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

де $\delta_{ст}$ – товщина мідної трубки теплообмінника $d_{н} = 16 \times 1$ мм;

$\lambda_{ст} = 384$ Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності міді.

Визначаємо швидкість гарячого теплоносія у змійовику, м/с

$$w_1 = \frac{m_w}{0,785 \cdot \rho_w \cdot d_{вн}^2}$$

де $\rho_w = 989$ кг/м³ – щільність теплоносія (вода) за середньої температури;

$d_{вн} = 14$ мм – внутрішній діаметр трубки теплообмінника.

$$w_1 = \frac{0,24}{0,785 \cdot 989 \cdot 0,014^2} = 1,6 \text{ м/с}$$

Визначаємо значення критерію Рейнольдса для теплоносія

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{вн}}{\nu_w}$$

де $\nu_w = 5,53 \cdot 10^{-7}$ м²/с – кінематична в'язкість теплоносія за середньої температури.

$$Re_1 = \frac{1,6 \cdot 0,014}{5,53 \cdot 10^{-7}} = 4 \cdot 10^4$$

Режим руху теплоносія у трубі – турбулентний.

Критерій Нуссельта для теплоносія

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25},$$

де $Pr_w = 1,1$ – критерій Прандтля для теплоносія.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

При розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в змійникових теплообмінниках необхідно використовувати коефіцієнт, що враховує розміри змійовика

$$\chi_1 = 1 + 3,54 \frac{d_{\text{вн}}}{D},$$

де $D = 0,6$ м – діаметр витка змійовика.

$$\chi_1 = 1 + 3,54 \frac{0,014}{0,6} = 2$$

Тоді

$$Nu_1 = 0,021 \cdot \chi_1 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 2 \cdot (4 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 1,1^{0,43} = 210$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до внутрішньої стінки змійовика, Вт/м²·К

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}},$$

де $\lambda_{\text{в}} = 6,43 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м²·К) – коефіцієнт теплопровідності теплоносія за середньої температури.

$$\alpha_1 = \frac{210 \cdot 6,43 \cdot 10^{-2}}{0,014} = 965 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Визначаємо швидкість санітарної води у міжзмійовиковому просторі, м/с

$$w_2 = \frac{m_{\text{с}}}{\rho_{\text{в}} \cdot S_{\text{т}}},$$

де $S_{\text{т}}$ – площа поперечного перерізу теплообмінника.

$$S_{\text{т}} = 0,785(D_{\text{вн}} - 2d_{\text{н}})^2,$$

де $D_{\text{вн}} = 0,6$ м – внутрішній діаметр теплообмінника.

$$S_{\text{т}} = 0,785 \cdot (0,6 - 2 \cdot 0,016)^2 = 0,25 \text{ м}^2$$

$$w_2 = \frac{0,29}{989 \cdot 0,25} = 0,00117 \text{ м/с}$$

					ХМД 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Визначаємо значення критерію Рейнольдса у міжзмійовиковому просторі

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{в}}}$$
$$Re_2 = \frac{0,00117 \cdot 0,016}{5,53 \cdot 10^{-7}} = 340$$

Режим руху води у міжзмійовиковому просторі – ламінарний.

Критерій Нуссельта за ламінарного режиму руху

$$Nu_2 = 0,021 \cdot \chi_2 \cdot Re_2^{0,33} \cdot Pr_{\text{в}}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

При розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в змійникових теплообмінниках необхідно використовувати коефіцієнт, що враховує розміри змійовика

$$\chi_2 = 1 + 3,54 \frac{d_{\text{н}}}{D},$$
$$\chi_2 = 1 + 3,54 \frac{0,016}{0,6} = 2,13$$
$$Nu_2 = 0,021 \cdot 2,13 \cdot (340)^{0,8} \cdot 1,1^{0,43} = 195$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки змійовика до потоку, що його омиває, Вт/м²·К

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{н}}},$$
$$\alpha_2 = \frac{195 \cdot 6,43 \cdot 10^{-2}}{0,016} = 784 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·К

$$k = \frac{1}{\frac{1}{965} + \frac{0,001}{384} + \frac{1}{784}} = 613 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

					ХМД 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		24

Визначаємо поверхню теплообміну змійовикового теплообмінника, м²

$$F = \frac{Q_{\tau}}{k \cdot \Delta \bar{t}}$$

$$F = \frac{10^4}{613 \cdot 17} = 0,96 \text{ м}^2$$

Компонувальний розрахунок:

Визначаємо загальну довжину змійовика, м

$$L = \frac{F}{\pi d_{\text{н}}}$$

$$L = \frac{0,96}{3,14 \cdot 0,016} = 19,1 \text{ м}$$

Число витків змійовика

$$n = \frac{L}{\pi D}$$

$$n = \frac{19,1}{3,14 \cdot 0,6} = 10$$

Крок труб між витками, м

$$t = (1,5 \div 2) d_{\text{н}}$$

$$t = 2 \cdot 0,016 = 0,032 \text{ м}$$

Висота змійовика, м

$$h_{\text{з}} = n d_{\text{н}} + (n + 1) t + 2a,$$

де $a = 100 \div 300$ мм – відстань від змійовика до нижньої та верхньої стінки кожуха теплообмінника.

$$h_{\text{з}} = 10 \cdot 0,016 + (10 + 1) \cdot 0,032 + 2 \cdot 0,3 = 1,1 \text{ м}$$

Внутрішній об'єм змійовика

$$V_{\tau} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} L$$

$$V_{\tau} = \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \cdot 19,1 = 0,00294 \text{ м}^3$$

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		25

Підбираємо стандартний водонагрівач за знайденою площею теплообміну $F = 0,96 \text{ м}^2$.

Вибираємо водонагрівач Atmosfera Master Heat з площею змійовикового теплообмінника $F = 1 \text{ м}^2$.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики водонагрівача Atmosfera Master Heat

Об'єм бака-накопичувача	500 л
Робочий тиск у гріючому контурі	до 0,6 МПа
Товщина ізоляції	50 мм
Матеріал термоізоляції	пінополіуретан
Матеріал внутрішнього бака	нержавіюча сталь
Висота зовнішнього бака	1850 мм
Ширина зовнішнього бака	700 мм
Маса бака	86 кг
Довжина теплообмінника	20 м
Площа теплообмінника	1 м ²
Матеріал теплообмінника	мідь
Діаметр труби теплообмінника	16 мм
Товщина стінки труби	1 мм
Об'єм теплообмінника	0,004 м ³

Використовуючи рис. 3.2 визначаємо гідравлічний опір водонагрівача.

Об'ємна витрата теплоносія, л/год

$$V_w = \frac{3600 \cdot m_w}{\rho_R}$$

$$V_w = \frac{3600 \cdot 0,24}{989} = 0,8736 \text{ м}^3/\text{ч} = 873,6 \text{ л/ч}$$

Втрати тиску теплоносія у водонагрівачі, Па

$$\Delta p_{e2} = 120 \text{ мбар} = 12000 \text{ Па}$$

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

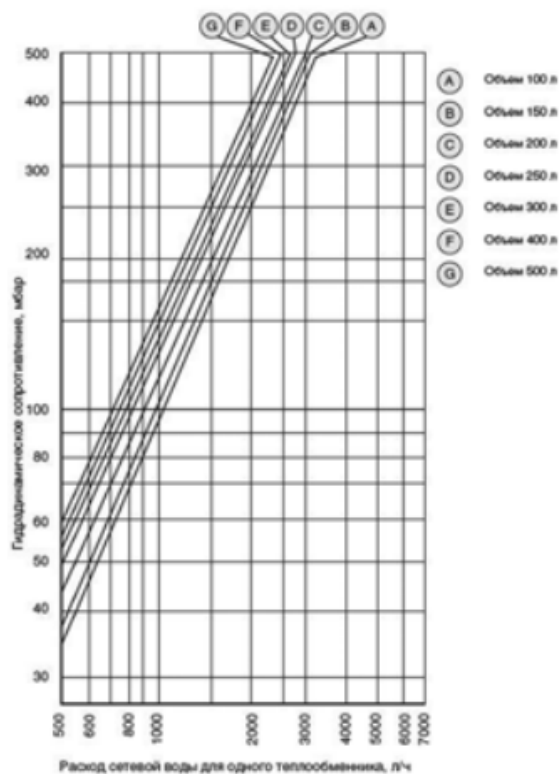


Рисунок 3.2 – Графік гідравлічного опору водонагрівача Atmosfera MasterHeat

Сумарні втрати тиску теплоносія, Па

$$\Delta p_g = \Delta p_{g1} + \Delta p_{g2} = 5567 + 12000 = 17567 \text{ Па} \approx 2 \text{ м.вод.ст}$$

Підбираємо насос для перекачування теплоносія між конденсатором ТН та водонагрівачем.

Вибираємо стандартний насос Wilo-Star-RS 15/4.

Витратна характеристика насоса представлена на рис. 3.3.

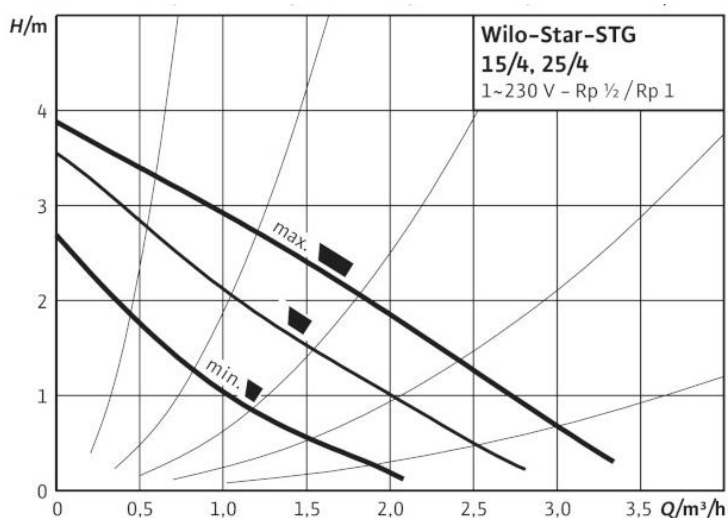


Рисунок 3.3 – Характеристика насоса Wilo-Star

					ХМД 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		27

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів холодильних установок.

Холодильне та теплонасосне обладнання має відповідати НПАОП 0.00-1.81-18 Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском, НПАОП 29.23-1.04-90 Правила будови і безпечної експлуатації аміачних холодильних установок, НПАОП 0.00-1.51-88 Правила будови і безпечної експлуатації фреонових холодильних установок, ДСТУ 3023-95 «Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань», ДСТУ 4238-2003 «Енергозбереження. Енергетичне маркування електрообладнання побутової призначеності. Визначання енергетичної ефективності холодильних приладів» тощо.

При експлуатації холодильних і теплонасосних установок можлива дія на працівників низки небезпечних і шкідливих виробничих факторів, у тому числі: осколків обладнання, що розлітаються, і струменів холодоагенту (рідкого, газоподібного під тиском), холодоносіїв при можливих руйнуваннях елементів обладнання та трубопроводів (компресори, насоси, вентиля); підвищеної або зниженої температури поверхонь обладнання та трубопроводів; замикання електричних кіл через тіло людини; недостатньої освітленості робочих зон тощо.

Для обслуговування обладнання, трубопроводів, арматури та інших елементів холодильних та теплонасосних установок, розташованих на висоті вище 1,8 м від підлоги (землі), повинні передбачатися відповідні майданчики, драбини.

В рамках випускної бакалаврської роботи як робоча речовина теплонасосної установки використовується холодильний агент R134a. Він є не руйнуючим озонівий шар холодоагентом, призначеним для заміни R12 в середньотемпературних агрегатах. R134a має нульовий потенціал руйнування озонівий шару ODP, а його потенціал глобального потепління GWP (вуглекислого газу) становить 1300, що набагато нижче, ніж у R12, що

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

дорівнює 8500. Фреон R134a нетоксичний і не займається у всьому діапазоні температур експлуатації. Однак при попаданні повітря в систему та його стиску можуть утворюватися горючі суміші. Тому холодоагент не можна змішувати з повітрям для проведення випробувань під тиском на предмет виявлення витоків.

Допустимий рівень впливу даного фреону (визначається як гранично допустимий регулярний вплив концентрації) становить 1000 частин/млн., що порівняно з гранично допустимою концентрацією (ГДК) 1000 частин/млн., властиве R12. За класифікацією ASHRAE «Класифікація за групами безпеки» (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) введено дві категорії холодоагентів з токсичності – А и В, та три групи пожежної безпеки у кожній з цих категорій. До категорії "А" віднесені речовини з ГДК, більшою ніж 400 мг/м³. До категорії "В" відносять холодоагенти, токсичні при концентрації повітря менше 400 мг/м³. Першу групу в кожній категорії складають негорючі холодоагенти, другу - з "помірною" займистістю, третю - високгорючі. Всі хлорфторвуглецеві (ХФВ або HFC) холодоагенти мають індекс А1, тому що вважаються нетоксичними та незаймистими, тому холодильний агент R134a відноситься до класу А1. R134a – ідеальний холодоагент для областей застосування, де особливе значення надається безпеці та сталості експлуатаційних характеристик..

Як уже повідомлялося вище, холодильний агент R134a при змішуванні з повітрям, а також при попаданні відкритого вогню, може утворювати горючі та вибухонебезпечні суміші. Тому, при роботі холодильної або теплонасосної установки необхідно дотримуватись наступних правил безпеки:

- куріння у машинних відділеннях, а також в інших приміщеннях, де встановлено холодильне або теплонасосне обладнання, забороняється;
- варіння та паяння при ремонті машин, агрегатів, апаратів, трубопроводів діючих холодильних та теплонасосних систем повинні

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

застосовуватися під наглядом старшого технічного персоналу та за наявності письмового дозволу працівника, відповідального в організації за справний стан, правильну та безпечну експлуатацію холодильних систем;

- перед зварюванням або пайкою слід видалити холодоагент з холодильного обладнання або трубопроводу, що ремонтується;

Оскільки холодильний агент R134a зберігається та транспортується у балонах, то відповідно до Правил пристрою та безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском:

- балон забороняється поміщати біля джерел теплоти та відкритого полум'я (печі, опалювальні пристрої, парові труби тощо) та струмопровідних кабелів та проводів;

- забороняється зберігати балони під прямим сонячним промінням, де температура може перевищити 52 °С;

- забороняється користуватися пальниками або відкритим полум'ям для розігріву балону під час робіт із заправки холодоагенту;

- забороняється використовувати разові балони для холодоагентів як ємності для стисненого повітря.

Для захисту працівників від наслідків можливих руйнувань елементів обладнання та трубопроводів холодильних та теплонасосних установок слід зокрема передбачати: прилади протиаварійного автоматичного захисту (ПАЗ); запобіжні пристрої тиску; своєчасний огляд апаратів (судин) та трубопроводів.

Запобіжні клапани служать для автоматичного випуску надлишку газоподібного середовища із системи високого тиску при надмірному підвищенні тиску в систему низького тиску або в атмосферу, та забезпечують безпечну експлуатацію та запобігання аваріям.

Запобіжний клапан є автоматичним механізмом, що самостійно закривається при зниженні тиску до робітника або трохи нижче його.

При підвищенні тиску в системі, що захищається вище робочого розрахункового, ущільнююча сила і питомий тиск на ущільнюючі кромки

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

затвора зменшуються і настає момент, коли починається протікання середовища через затвор.

У міру подальшого підвищення тиску золотник клапана починає підніматися, і при досягненні певного тиску клапан повністю відкривається. Запобіжний клапан закривається, коли в системі тиск спадає до робітника або трохи нижче за нього.

Запобіжні клапани встановлюють на кожному ступені компресора, а також у конденсаторі.

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теплонасосна технологія енергозбереження : навч. посіб. / В. М. Арсеньєв. — Суми : СумДУ, 2011. — 283 с.
2. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навч. посіб. / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. — Суми : СумДУ, 2018. — 364 с.
3. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і теплонасосних установок : навч. посіб. / С. С. Мелейчук, В. М. Арсеньєв. — Суми : СумДУ, 2011.
4. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса : Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
5. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни "Низькопотенціальна енергетика" : для студ. спец. 142 "Енергетичне машинобудування" спеціалізації "Холодильні машини і установки" денної та заочної форм навчання / В. М. Арсеньєв, О. Ю. Чех, Ю. С. Мерзляков. — Суми : СумДУ, 2020. — 23 с.
6. Методичні вказівки до виконання індивідуального домашнього завдання "Розрахунок показників енергоефективності теплонасосної установки" з дисципліни "Енергозбереження в теплотехнічних системах та установках" : для студ. спец. 7.0506105 "Енергетичний менеджмент" денної форми навчання / В. М. Арсеньєв, Ю. С. Мерзляков. — Суми : СумДУ, 2012. — 8 с.
7. <https://www.atmosfera.ua/uk/produkcija-3/baki-nepryamogo-nagrivu-teplo-akumulyatori/>

					ХМд 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		32