

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Холодильні машини і установки»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Дослідження теплонасосної установки
системи опалення на базі рідинно-парового
ежектора з робочим середовищем R718»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. О. Шарапов

Консультант з охорони праці

В. В. Фалько

Здобувач

Д. О. Снісаренко

Суми 2021

ЗМІСТ

	с.
Вступ	3
1 Розрахунок теплового навантаження приміщення	7
2 Принципова схема опалюваного приміщення	21
3 Розрахунок параметрів циклу теплонасосної установки	25
4 Розрахунок енергоефективності циклу	31
5 Розрахунок геометричних параметрів рідинно-парового ежектора	33
6 Розрахунок і підбір апаратів	34
7 Оцінка ексергетичної ефективності пропонованої схеми	44
8 Термoeкономічний аналіз пропонованої схеми	48
9 Охорона праці	50
Висновки	60
Перелік посилань	61

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>			
Розроб.		Снісаренко			<i>Теплонасосна установка на базі рідинно парового ежектора з робочим середовищем R718 в системі опалення</i>	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Шарапов					2	62
Реценз.						<i>СумДУ, Х.м-01</i>		
Н. Контр.		Шарапов						
Затверд.		Ванеєв						

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 енергозбережних технологій на основі використання теплових насосів [1, 2].

Теплові насоси, здійснюючи зворотний термодинамічний цикл на низькокиплячій робочій речовині, утилізують низькопотенційну теплоту природних, технологічних і побутових джерел та трансформують її на більш високий температурний рівень. До того ж первинної енергії витрачається у 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 поновлюваних 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 низько-потенціального середовища.

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

Застосування теплових насосів для опалювальних цілей ефективно лише для систем «м'якого режиму», наприклад, для повітряних або водяних систем

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						3
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

підлогового опалювання. Адаптація теплових насосів до характеристик водяного батарейного опалювання для регіонів країни із середньозимовою температурою нижче за 2°C пов'язана з використанням бівалентних теплонасосних установок, в яких догрівання теплоносія забезпечується традиційними теплогенерувальними пристроями.

Можливість використання в теплопостачанні потоків низькопотенційних вторинних енергоресурсів значно розширює ресурсну базу теплопостачання, робить її менше залежною від постачань паливних ресурсів. Задіявши тепловий насос, що працює на джерелах природної теплоти (атмосферне повітря, природні води), ми ніби умовно забезпечили системи теплопостачання ресурсом на 15–20 років її роботи.

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

Сучасні теплові насоси використовують в якості холодоагентів переважно аміак і хладони (фреони). Термодинамічні властивості цих речовин такі, що виробництво холоду в широкому діапазоні низьких температур (від 0°C до –40°C) як правило здійснюється при тиску в системі вище атмосферного. Більше того, робота випарника теплового насоса при тисках, близьких до атмосферного, вважається позаштатним режимом, який небезпечний для установки з точки зору можливого підсосу атмосферного повітря [3].

У схемі автоматизації установки зазвичай передбачено навіть відключення компресора при зниженні тиску всмоктування до близькоатмосферного рівня. Експлуатація теплового насоса в вакуумному режимі не бажана ще й тому, що

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						4
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

при наявності вбудованого електродвигуна опір всмоктувального тракту в компресорі різко збільшується, ступінь стиснення підвищується, відповідно падають коефіцієнт подачі і загальна енергетична ефективність машини. Існуючі види холодоагентів при всьому різноманітті не забезпечують в повному обсязі виконання комплексу вимог, що випливають з екологічних, токсикологічних, санітарних і економічних міркувань.

Пошук альтернативних робочих речовин поширеним в недавньому минулому Хладон R12 і R22 триває в широкому колі речовин, в тому числі і серед тих, властивості яких в традиційному розумінні мало підходять до теплонасосної установки. В першу чергу мова йде про речовини низького тиску: воді, водних розчинах солей, спиртах, ефірах [4].

У холодильній техніці вода більше відома як холодоносіє. Використання води в якості холодоагенту автоматично призводить до робочих тисків нижче атмосферного, що і реалізовано в теплонасосних установках з пароструминними вакуумними насосами [5].

У прийнятій в холодильній техніці класифікації до робочих речовин низького тиску зазвичай відносять цілий ряд сполук, нормальна температура кипіння яких вище -10°C .

Велика частина з представлених тут речовин містить у своєму складі хлор, негативно впливають на атмосферний озон, тому нижче будуть розглянуті речовини, пружність пари яких в робочих діапазонах низьких температур знаходиться в межах 0,5–15 мм рт. ст. (70–2000 Па). Такий діапазон тисків на всмоктуванні забезпечує отримання температур від $+20$ до $+30^{\circ}\text{C}$ при використанні таких робочих речовин як вода, водні розчини солей, спиртів, ефірів.

Фактично, такі речовини є холодоносіями, і по робочому діапазону тисків, прийнятому в холодильній ЄП можуть вважатися речовинами з особливо низькими робочими тисками.

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						5
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Застосування води в якості холодоагенту у світовій технічній практиці відомо в пароежекторних холодильних установках. Вода має низку унікальних властивостей, в тому числі високою теплотою пароутворення r , що становить для вакуумних режимів близько 2500 кДж / кг, що в 10 разів вище, ніж у хладону R22.

Питома теплоємність води C_p , також висока і становить приблизно 4186 Дж / кг · К). Відповідно відношення C_p / r мале у порівнянні з іншими речовинами і приблизно дорівнює $1,87 \cdot 10^{-3}$ 1/К. Для етилового спирту, наприклад, цей показник дорівнює $2,373 \cdot 10^{-3}$ 1/К, для метилового близький до значення $2,1 \cdot 10^{-3}$ 1/К. З фізики процесу вакуумного охолодження випливає, що ефективність його найкраща для речовин, де відношення C_p / r менше.

Вода – дешевий і доступний холодоагент, однак має високу температуру замерзання, що обмежує область її застосування. Слід зважати і корозію металу в присутності кисню повітря. Розширення температурного діапазону речовин на основі води можливо з використанням солей, спиртів і ефірів [4].

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

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.

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Необхідно відзначити, що в більшості типів теплових насосів підвищується температурний рівень практично 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.

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.

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 – 6].

Згідно із прогнозом Світового енергетичного комітету до 2020 р. 75 % комунального і виробничого теплопостачань у розвинутих країнах здійснюватиметься за допомогою теплових насосів. На цей час у світі працює

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ПРИМІЩЕННЯ

Схема приміщення, що розглядається, представлена на рис. 1.1.

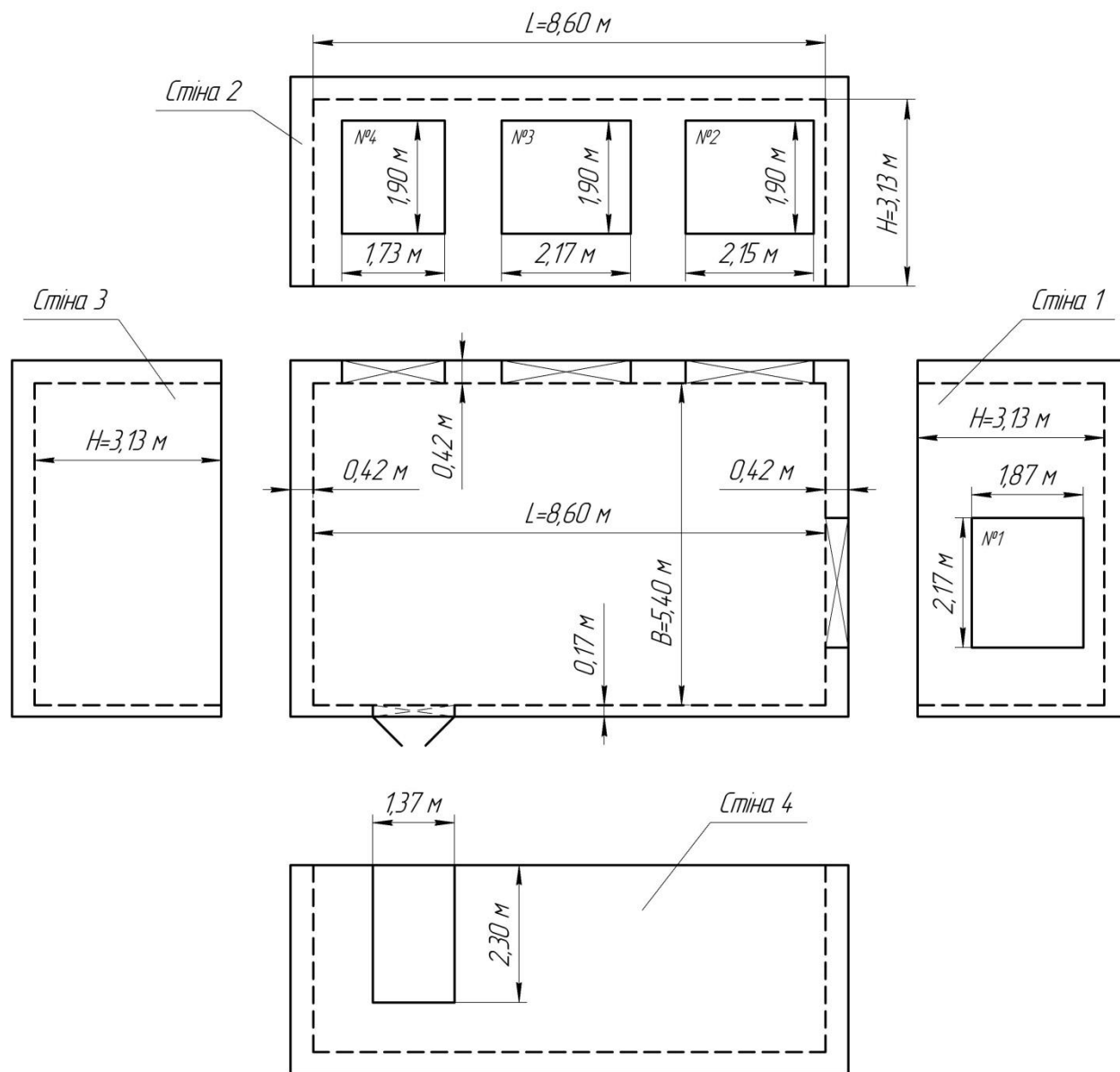


Рисунок 1.1 – Схема приміщення

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Тепловтрати через огорожувальні конструкції, кВт

$$Q_{оз} = Q_{ст} + Q_{дах} + Q_{під} + Q_{вік} + Q_{дв}, \quad (1.1)$$

де $Q_{ст}$ – тепловтрати через стіни;

$Q_{дах}$ – тепловтрати через дах;

$Q_{під}$ – тепловтрати через підлогу;

$Q_{вікн}$ – тепловтрати через вікна;

$Q_{дв}$ – тепловтрати через двері.

Розглянемо тепловтрати через стіни. Схема розрізу стіни представлена на рис. 1.2.

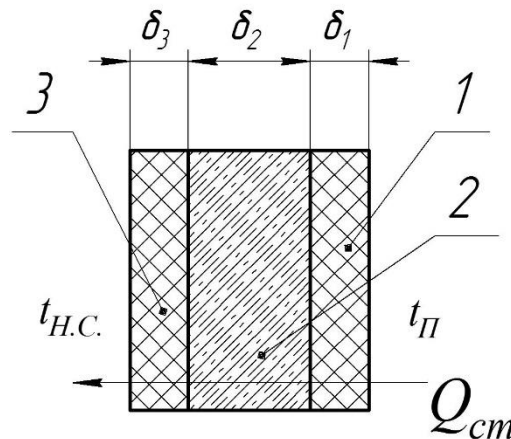


Рис. 1.2 – Розріз стіни:

1 – внутрішній шар штукатурки $\left(\lambda_1 = 0,9 \frac{Вт}{м \cdot К}, \delta_1 = 0,020 м \right);$

2 – цегляна кладка $\left(\lambda_2 = 0,82 \frac{Вт}{м \cdot К}, \delta_2 = 0,380 м \right);$

3 – зовнішній шар штукатурки $\left(\lambda_3 = 0,9 \frac{Вт}{м \cdot К}, \delta_3 = 0,020 м \right);$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Значення коефіцієнтів теплопровідності λ вибрані згідно даних, наведених у [6, табл. 3.5, с. 9].

Отже тепловтрати через стіни, кВт

$$Q_{cm} = k_{зов.ст} \cdot \Sigma F_{cm} \cdot (t_{п} - t_{н.с.}), \quad (1.2)$$

де $k_{зов.ст} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{BT}}} - \text{коефіцієнт теплопередачі, } \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$

тут $\alpha_3, \alpha_{BT},$ – коефіцієнти тепловіддачі відповідно для зовнішньої та внутрішньої сторони стін. Згідно [5, табл. 3.4, с. 7]:

$$\alpha_3 = 23,2 \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \quad \alpha_{BT} = 8,7 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для стін

$$k_{зов.ст} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{1}{8,7}} = 1,5 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

У даній роботі згідно рис. 1.1 зовнішніми стінами є три стіни товщиною 0,42 м. Площа стін обраховується як різниця повної площі стіни і площі вікон та дверей. Отже маємо

$$F_{зов.ст.1} = H \cdot B - F_{вікн.1} = 3,13 \cdot 5,40 - 2,17 \cdot 1,87 = 12,8 \text{ м}^2;$$

$$F_{зов.ст.2} = H \cdot L - \sum F_{вікн} = 3,13 \cdot 8,60 - (1,73 \cdot 1,90 + 2,17 \cdot 1,90 + 2,15 \cdot 1,90) = 15,4 \text{ м}^2;$$

$$F_{зов.ст.3} = H \cdot B = 3,13 \cdot 5,40 = 16,9 \text{ м}^2.$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглянемо тепловтрати через внутрішню стіну.

Принципова схема розрізу внутрішньої стіни (стіна 4 на рис. 1.1) представлена на рис. 1.2 із уточненнями, а саме товщина цегляної кладки $\delta_2 = 0,120 \text{ м}$, товщина шарів штукатурки $\delta_1 = 0,030 \text{ м}$, $\delta_3 = 0,020 \text{ м}$.

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішньої стіни

$$k_{\text{вн.ст.4}} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,03}{0,9} + \frac{0,12}{0,82} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{1}{8,7}} = 2,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Площа стіни

$$F_{\text{вн.ст.4}} = H \cdot L - F_{\text{дв}} = 3,13 \cdot 8,60 - 1,37 \cdot 2,30 = 23,8 \text{ м}^2$$

Загальна тепловитрата через стіни:

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{зов.ст}} \cdot \Sigma F_{\text{ст.1,2,3}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}) + k_{\text{вн.ст.4}} \cdot F_{\text{вн.ст.4}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}) = \\ = (20 - (-20)) \cdot (1,5 \cdot (16,9 + 15,4 + 12,8) + 2,4 \cdot 23,8) = 4,99 \text{ кВт}$$

Розглянемо тепловтрати через дах. Схема розрізу даху представлена на рис. 1.3.

Значення коефіцієнтів теплопровідності λ вибрані згідно даних, наведених у [6, табл. 3.5, с. 9].

Тепловтрати через дах, кВт

$$Q_{\text{дах}} = k_{\text{дах}} \cdot F_{\text{дах}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}) = k_{\text{дах}} \cdot L \cdot B \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}), \quad (1.3)$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_{\text{дах}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{ВТ}}}} \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де $\alpha_3, \alpha_{\text{ВТ}}$ – коефіцієнти тепловіддачі відповідно для зовнішньої та внутрішньої сторони даху.

Згідно [6, табл. 3.4, с. 7]:

$$\alpha_3 = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad \alpha_{\text{ВТ}} = 8,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

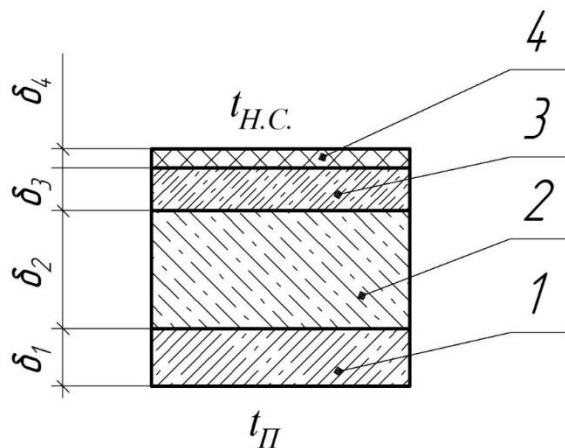


Рис. 1.3 – Розріз даху:

1 – залізобетонна плита $\left(\lambda_1 = 1,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_1 = 0,220 \text{ м} \right);$

2 – керамзитовий гравій $\left(\lambda_2 = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_2 = 0,400 \text{ м} \right);$

3 – бетонна стяжка $\left(\lambda_3 = 1,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_3 = 0,040 \text{ м} \right);$

4 – гідроізоляційне покриття – руберойд $\left(\lambda_4 = 0,18 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_4 = 0,012 \text{ м} \right).$

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для даху

$$k_{\text{дах}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,22}{1,5} + \frac{0,4}{0,23} + \frac{0,04}{1,2} + \frac{0,012}{0,18} + \frac{1}{8,7}} = 0,47 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

									Арк.
									133
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Тепловтрати через дах

$$Q_{\text{дах}} = k_{\text{дах}} \cdot L \cdot B \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{н.с.}}) = 0,47 \cdot 8,6 \cdot 5,4 \cdot (20 - (-20)) = 0,87 \text{ кВт}$$

Розглянемо тепловтрати через підлогу. Розподіл підлоги на сектори представлений на рис. 1.4.

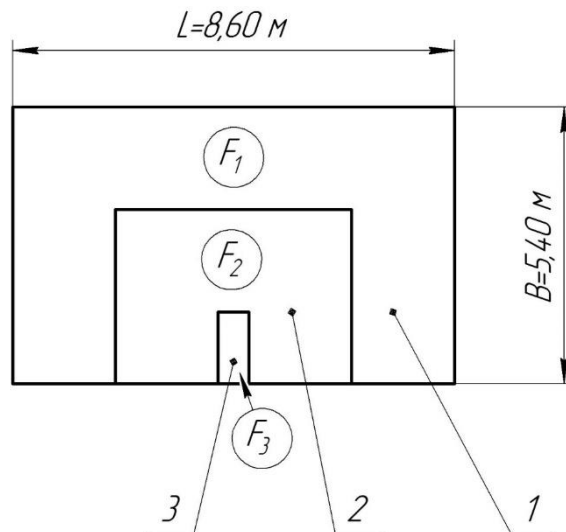


Рисунок 1.4 – Розподіл підлоги на сектори

Тепловтрати через підлогу, кВт

$$Q_{\text{під}} = \sum (k_y \cdot F_i) \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{н.с.}}) \cdot m_{\text{під}} \quad (1.4)$$

де k_y – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Згідно [7, с. 60] $k_{y1} = 0,47 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, $k_{y2} = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, $k_{y3} = 0,12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

F_i – площа відповідної зони підлоги, м^2 ;

										Арк.
										144
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ХМ 07.00.00.00 ПЗ

$$m_{\text{нід}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \sum \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)},$$

$m_{\text{нід}}$ – коефіцієнт,

де λ та δ – товщини та коефіцієнти теплопровідності матеріалів, які складають конструкцію підлоги:

1 – залізобетонна плита $\left(\lambda_1 = 1,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_1 = 0,22 \text{ м} \right);$

2 – керамзитовий гравій $\left(\lambda_2 = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_2 = 0,2 \text{ м} \right);$

3 – бетонна стяжка $\left(\lambda_3 = 1,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_3 = 0,04 \text{ м} \right);$

Таким чином,

$$m_{\text{нід}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left(\frac{0,22}{1,5} + \frac{0,2}{0,23} + \frac{0,04}{1,2} \right)} = 0,433$$

Знаходимо площі секторів підлоги

$$F_1 = 2 \cdot B + 2 \cdot B + 2 \cdot L = 2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 8,6 = 38,8 \text{ м}^2;$$

$$\begin{aligned} F_2 &= 2 \cdot (L - 4) + 2 \cdot (B - 4) + 2 \cdot (B - 4) = \\ &= 2 \cdot (8,6 - 4) + 2 \cdot (5,4 - 4) + 2 \cdot (5,4 - 4) = 14,8 \text{ м}^2; \end{aligned}$$

$$F_3 = (L - 8) \cdot (B - 4) = (8,6 - 8) \cdot (5,4 - 4) = 0,84 \text{ м}^2.$$

Площа першої двометрової зони враховується кожного разу за напрямками всіх зовнішніх стін, які складають зовнішній кут [7, с. 60].

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		155

Таблиця 1.1 – Площі секторів підлоги

Сектор i	1	2	3
Площа $F_i, \text{м}^2$	38,8	14,8	0,84

$$Q_{\text{під}} = (0,47 \cdot 38,8 + 0,23 \cdot 14,8 + 0,12 \cdot 0,84) \cdot (20 - (-20)) \cdot 0,433 = 0,38 \text{ кВт}$$

Розглянемо тепловтрати через вікна.

$$Q_{\text{вікн}} = k_{\text{вікн}} \cdot \sum F_{\text{вікн}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{н.с.}}) \quad (1.5)$$

де $k_{\text{вікн}} = 1,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – середній коефіцієнт теплопередачі через вікна;

$\sum F_{\text{вікн}}$ – сумарна площа вікон, м^2 .

Отже,

$$Q_{\text{вікн}} = 1,5 \cdot (2,17 \cdot 1,87 + 1,9 \cdot 2,15 + 1,9 \cdot 2,17 + 1,9 \cdot 1,73) \cdot (20 - (-20)) = 0,93 \text{ кВт}$$

Розглянемо тепловтрати через двері.

$$Q_{\text{дв}} = k_{\text{дв}} \cdot F_{\text{дв}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{н.с.}}) \quad (1.6)$$

де $k_{\text{дв}} = 1,35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопередачі через двері;

$F_{\text{дв}}$ – площа дверей, м^2 .

Отже,

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		166

$$Q_{дв} = 1,35 \cdot 2,3 \cdot 1,37 \cdot (20 - (-20)) = 0,17 \text{ кВт}$$

Таким чином, загальні тепловтрати через огорожувальні конструкції

$$Q_{оз} = 4,99 + 0,87 + 0,38 + 0,93 + 0,17 = 7,34 \text{ кВт}$$

Проведемо аналіз зміни теплопродуктивності ТНУ від зміни температури навколишнього середовища $t_{н.с.}$ в залежності від температури у приміщенні $t_{п.}$. Для автоматизації розрахунків тепловтрат через огорожувальні конструкції при різних температурах у програмному комплексі Borland Delphi на мові програмування Pascal автором роботи було створено програму розрахунку, загальний вигляд якої наведено на рис. 1.5.

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						177
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок тепловтрат у приміщенні

Початкові дані

Температура у приміщенні, С	22	Приміщення	Довжина, м	Ширина, м	Висота, м	
Температура оточуючого середовища, С	-20	Вікно 1	8,6	5,4	3,13	
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м*К):		Вікно 2		2,17	1,87	
штукатурки	0,9	Вікно 3		2,15	1,9	
цегляної кладки	0,82	Вікно 4		2,17	1,9	
залізобетонної плити	1,5	Двері		1,73	1,9	
керамзитового гравію	0,23			1,37	2,3	
бетонної стяжки	1,2		61, м	62, м	63, м	64, м
гідроізоляції (рубероїду)	0,18	Зовнішня стінка	0,02	0,38	0,02	
Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м2*К):		Внутрішня стінка	0,03	0,12	0,02	
для зовнішньої стінки	23,2	Дах	0,22	0,4	0,04	0,012
для внутрішньої стінки 1	8,7	Підлога	0,22	0,2	0,04	
для внутрішньої стінки 2	10					
Умовний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2*К):						
для 1-ї зони	0,47	Результати розрахунку				
для 2-ї зони	0,23	Тепловтрати, кВт:				
для 3-ї зони	0,12	через стіни	5,24			
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2*К):		через дах	0,91			
через вікна	1,5	через підлогу	0,39			
через двері	1,35	через вікна	0,98			
		через двері	0,18			
		СУМАРНІ	7,71			

Розрахувати

Рисунок 1.5 – Вікно програми розрахунку тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення

Результати розрахунку тепловтрат у приміщенні за цією програмою при різних температурах навколишнього середовища $t_{н.с.}$ в залежності від температури у приміщенні $t_{п}$ наведені у табл. 1.2–1.5.

Таблиця 1.2 – Тепловтрати через огорожувальні конструкції при температурі в приміщенні $t_{п} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

№	Вид тепловтрат, кВт	Температура навколишнього середовища $t_{н.с.}, \text{ }^{\circ}\text{C}$			
		-20	-10	0	+10
1	$Q_{ст}$	5,24	3,99	2,75	1,50
2	$Q_{дах}$	0,91	0,70	0,48	0,26
3	$Q_{нід}$	0,39	0,30	0,21	0,11
4	$Q_{вік}$	0,98	0,75	0,51	0,28
5	$Q_{дв}$	0,18	0,14	0,09	0,05
6	$Q_{оз}$	7,71	5,88	4,04	2,20

Таблиця 1.3 – Тепловтрати через огорожувальні конструкції при температурі в приміщенні $t_{п} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

№	Вид тепловтрат, кВт	Температура навколишнього середовища $t_{н.с.}, \text{ }^{\circ}\text{C}$			
		-20	-10	0	+10
1	$Q_{ст}$	4,99	3,74	2,5	1,25
2	$Q_{дах}$	0,87	0,66	0,44	0,22
3	$Q_{нід}$	0,38	0,28	0,19	0,09
4	$Q_{вік}$	0,93	0,70	0,47	0,23
5	$Q_{дв}$	0,17	0,13	0,09	0,04
6	$Q_{оз}$	7,34	5,51	3,69	1,83

Таблиця 1.4 – Тепловтрати через огорожувальні конструкції при температурі в приміщенні $t_{II} = 18^{\circ}\text{C}$

№	Вид тепловтрат, кВт	Температура навколишнього середовища $t_{н.с.}, ^{\circ}\text{C}$			
		-20	-10	0	+10
1	$Q_{ст}$	4,74	3,49	2,25	1,00
2	$Q_{дах}$	0,83	0,61	0,39	0,18
3	$Q_{нід}$	0,36	0,26	0,17	0,08
4	$Q_{вік}$	0,89	0,65	0,42	0,19
5	$Q_{ов}$	0,16	0,12	0,08	0,03
6	$Q_{оз}$	6,98	5,13	3,31	1,48

Таблиця 1.5 – Тепловтрати через огорожувальні конструкції при температурі в приміщенні $t_{II} = 16^{\circ}\text{C}$

№	Вид тепловтрат, кВт	Температура навколишнього середовища $t_{н.с.}, ^{\circ}\text{C}$			
		-20	-10	0	+10
1	$Q_{ст}$	4,49	3,24	2,00	0,75
2	$Q_{дах}$	0,79	0,57	0,35	0,13
3	$Q_{нід}$	0,34	0,25	0,15	0,06
4	$Q_{вік}$	0,84	0,61	0,37	0,14
5	$Q_{ов}$	0,15	0,11	0,07	0,03
6	$Q_{оз}$	6,61	4,78	2,94	1,11

Аналіз зміни тепловтрат у графічному вигляді представлений на рис. 1.6.

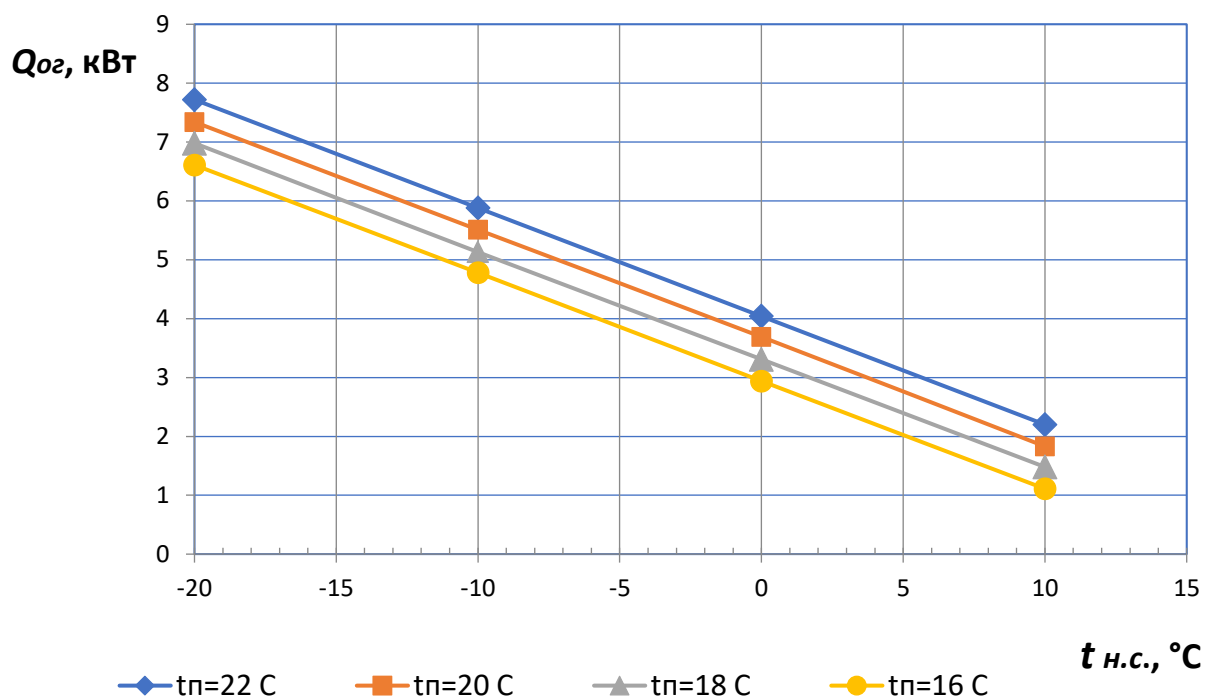


Рисунок 1.6 – Залежність тепловтрат від температури навколишнього середовища

У відповідності до рис. 1.6 тепловтрати з приміщення значно збільшуються при зниженні температури навколишнього середовища, а також при підвищенні рівня температур у опалювальному приміщенні. Так при температурі навколишнього середовища -20°C навіть при температурі у приміщенні $+16^{\circ}\text{C}$ буде спостерігатись значне теплове навантаження на ТНУ у розмірі 6,61 кВт.

Подальший розрахунок режимних параметрів ТНУ будемо виконувати для найбільш навантаженого режиму роботи, тобто при температурі навколишнього середовища -20°C і температурі у опалюваному приміщенні $+22^{\circ}\text{C}$.

2 ПРИНЦИПОВА СХЕМА ОПАЛЮВАНОВОГО ПРИМІЩЕННЯ

У якості теплонасосної установки, яка застосовується у системі опалення приміщення, використовуємо парокомпресійний тепловий насос з регенеративним теплообмінником (рис. 2.1). Він відрізняється від традиційного тим, що замість звичайного холодильного спірального компресора у ньому використовується вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора.

У якості холодильного агенту контуру парокомпресійного теплового насоса використовується вода (R718), в опалювальному контурі використовується мережева вода, а у контурі випарника циркулює 27,4%-ий розчин пропіленгліколя.

Температура конденсації холодильного агенту у контурі теплового насоса дорівнює +60, у температура випаровування – +5°C.

Схемне рішення системи опалення приміщення передбачає включення до лінії системи централізованого опалення з можливістю автономної роботи в тому числі. Утилізація низькотенційного джерела енергії передбачає використання теплоти ґрунту. У схемі передбачена робота ТНУ як у моновалентному, так і у бівалентному режимі. Випарник виконано кожухотрубного типу, де у трубному просторі циркулює вода, а у міжтрубно-му – 27,4%-ий розчин пропіленгліколя. Режим течії теплоносіїв – перехресний.

Конденсатор в схемі ТНУ виконує роль проміжного теплообмінника між холодильним агентом контуру ТНУ та теплоносієм системи опалення. Конденсатор виконаний у якості високоефективного теплообмінного апарату пластинчастого типу для забезпечення максимальної теплопередачі до рідини системи опалення.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У даній технологічній схемі замість звичайного холодильного спірального компресора використовується вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора, робочий процес якого заснований на принципі струминної термокомпресії (рис. 2.2).

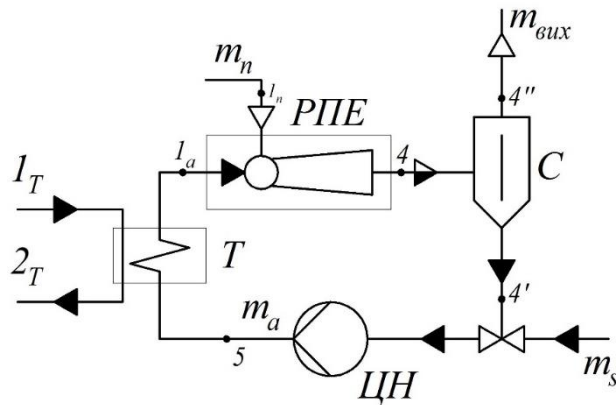


Рисунок 2.2 – Схема вакуумного агрегату на базі РПЕ:

С – сепаратор; Т – теплообмінник-підігрівач; ЦН – циркуляційний насос

Цей принцип базується на тому, що проходження робочої речовини активного потоку через сопло Лавалю супроводжується процесом релаксаційного пароутворення в тій його частині, яка розширюється. Кінетика цих процесів характеризується наявністю трьох критичних перерізів, в яких відбувається структурна перебудова потоку. У вихідному перерізі сопла активного потоку РПЕ формується надзвуковий струмінь дрібнодисперсної парокраплинної структури з високим об'ємним вмістом пари, тиск якої менший, ніж тиск навколишнього середовища ($p_a < p_{o.c.}$). Протікання робочого середовища активного потоку через сопло Лавалю відповідає процесу $1a-2a$ (рис. 2.3). Потім ця пара інжектуює робочу речовину пасивного потоку, що надходить до приймальної камери з тиском p_{02} .

На вході до камери змішування тиски робочих речовин активного та пасивного потоків вирівнюються (процеси $2a-2k$ та $1n-2k$ відповідно), і відбувається їх змішування в єдиний двофазний потік з досягненням тиску p_3

										Арк.
										23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ХМ 07.00.00.00 ПЗ

(процес 2к–3), після цього в дифузорі відбувається подальше стиснення змішаного потоку і досягнення тиску p_4 , що дорівнює тиску на виході з ежектора (процес 3–4).

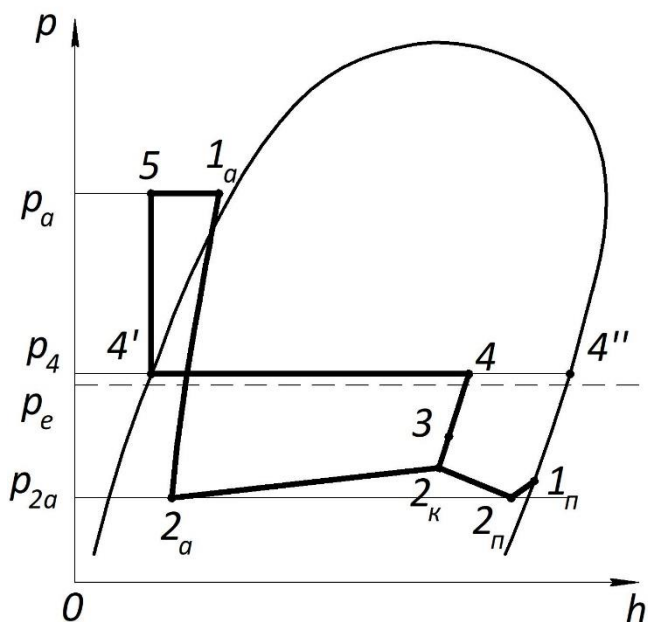


Рисунок 2.3 – Зображення робочого процесу РПЕ у p,h -координатах

Стиснена в РПЕ пара відділяється в сепараторі інерційного типу (процес 4–4'), з якого насичена рідина відводиться насосом у циркуляційний контур (процес 4'–5) і після підігрівання в теплообміннику-підігрівачі (процес 5–1а) знову подається у сопло активного потоку.

3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Згідно із 2-м законом термодинаміки термотрансформація в теплових насосах будь-якого типу вимагає витрат компенсаційного, енергетичного потоку. Якщо таким потоком є тепловий потік джерела з більш високим температурним рівнем, ніж температурний рівень нагрівального середовища для споживача, то подібні теплові насоси зазвичай заведено класифікувати як тепловикористовувальні.

У принципі, якщо вилучити малу частку гідро- і вітроенергетики в загальному обсязі виробництва електроенергетики, то будь-який тепловий насос можна розглядати як тепловикористовувальний із показником COP_{Σ} . Цей коефіцієнт перетворення дозволяє порівнювати енергоефективності теплових насосів і холодильних машин для різних схемних рішень і видів енергії, що витрачається, як у моноенергетичному споживанні, так і в гібридному.

У теплових насосах незалежно від виду витраченого енергоресурсу повинне бути реалізоване підвищення тиску робочої речовини (холодоагенту) для термотрансформації теплоти низькопотенціального джерела. Зазначене підвищення тиску забезпечується таким способом:

- механічного або струминного енергетичного перетворення в політропний процес парової (газової) фази;
- реалізації насосного режиму рідкої фази із суміщенням поглинально-роздільного процесу зміни агрегатного стану робочої речовини.

У першому випадку теплота забезпечує компресію парової фази за рахунок вироблення її механічного еквівалента теплового двигуна, поєднаного з компресором, або в компресорних порожнинах машин, що працюють за циклом Стирлінга.

У другому випадку теплота витрачається на випаровування або десорбцію парової фази з рідини, на підвищення тиску, витраченого в незначній кількості на технічну роботу для привода насоса. Якщо як привод застосовують

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего насыщенный водяной пар

Исходные данные		Результаты расчета					
Рабочая струя пара							
Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_{01} , С	113	t_{01n} , С	Δt_{01} , град.	$(1-e_{s0})$	h_{01} , кДж/кг	s_{01} , кДж/(кг*К)	w_f , м/с
Давление рабочей среды на входе в активное сопло P_{01} , бар	2	120,23	7,23	0,21	473,9	1,4515	9,367
Давление смеси на выходе из эжектора P_4 , бар	0,2	w_a , м/с	v_a , м ³ /кг	x_a	s_a , кДж/(кг*К)	f_a	z_a
Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a , бар	0,02	320,089	9,52	0,1419	1,4622	264,176	109,123
Давление рабочей среды на входе в пассивное сопло P_{02} , бар	0,02	Инжектируемая струя пара					
Массовое содержание влаги во вторичном паре x_p	1	v_{02} , м ³ /кг	h_{02} , кДж/кг	s_{02} , кДж/(кг*К)			
Кэффициент расхода входного участка сопла	0,97	67,07	2533,1	8,7238			
Кэффициент метастабильности расхода	1,03	Приемная камера					
Угол диффузорности выходного участка эжектора, град.	8	w_k , м/с	v_1 , м ³ /кг	β_{01}	M_1	f_1	
Скоростные коэффициенты элементов эжектора:		313,604	9,58	1	1,96	1,027	
- активного сопла	0,97	P_2 , бар	x_2	v_2 , м ³ /кг	h_2 , кДж/кг	M_2	f_k
- входного участка	0,98	0,013	0,9842	99,21	2531,1	0,76	2,854
- пассивного сопла	0,95	Камера эжектора					
- диффузора	0,92	P_n , бар	P_3 , бар	x_3	β_{03}	w_3 , м/с	
KPD_s	0,8	0,045	0,154	0,1115	0,9991	103,52	
n	0,5	v_3 , м ³ /кг	f_3	s_3 , кДж/(кг*К)	h_3 , кДж/кг		
M_3	0,7	0,00101	0,355	1,5692	492,8		
Запуск расчета		Диффузор					
		v_4 , м ³ /кг	x_4	β_{04}	h_4 , кДж/(кг*К)	s_4 , кДж/кг	
		0,00102	0,1046	0,9989	1896,5	4,8684	
		Достижимые показатели					
		U_k	Ψ_4	KPD_{ei}			
		0,20216	1,392	0,683			

Рисунок 3.2 – Результати розрахунку режимних параметрів рідинно-парового ежектора

Таблиця 4.1 – Параметри у вузлових точках циклу залежно від холодильного агента

R142b	1	2s	2	3	4	5	6	7
t , °С	15	76	86	60	50	45	5	5
p , бар	1,82	8,9	8,9	8,9	8,9	1,82	1,82	1,82
h , кДж/кг	648,52	690,36	700,82	493,71	468,08	460,24	460,24	644,34
s , кДж/(кг·К)	1,18	1,18	1,206	1,07	1,015	1,01	1,03	1,15
v , м ³ /кг	0,13	—	—	—	—	—	—	—

Продовження таблиці 3.1

R245fa	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	15	64,5	74	60	50	45	5	5
$p, \text{бар}$	0,655	4,64	4,64	4,64	4,64	0,655	0,655	0,655
$h, \text{кДж/кг}$	417	453,8	463	280,3	266	255,6	255,6	407,7
$s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	1,782	1,782	1,814	1,264	1,22	1,2	1,22	1,748
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,2726	–	–	–	–	–	–	–
R410a	1	2s	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	15	95		60	50	45	5	5
$p, \text{бар}$	9,3	37,865	37,865	37,865	37,865	9,3	9,3	9,3
$h, \text{кДж/кг}$	436,05	476,45	486,55	319,67	292,64	280,87	280,87	426,96
$s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	1,848	1,848	1,875	1,38	1,302	1,291	1,294	1,816
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,0306	–	–	–	–	–	–	–
R718	1п	1к	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	15	60	60	60	50	45	5	5
$p, \text{бар}$	0,02	0,2	0,2	0,2	0,2	0,02	0,02	0,02
$h, \text{кДж/кг}$	2533,1	1896,5	3125,23	253,461	209,8	188,58	188,58	2509,38
$s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	8,7238	4,8684	9,091	0,833	0,706	0,641	0,68	9,03
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	67,07	–	–	–	–	–	–	–

Далі виконуємо термодинамічний розрахунок теплонасосної установки за наступною методикою:

Визначаємо питомі теплові навантаження на апарати:

- конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3 = 3125,23 - 253,46 = 2871,77 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ			Арк.
								28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

- випарник

$$q_B = h_7 - h_6 = 2509,38 - 188,58 = 2320,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

- субкулер

$$q_{СК} = h_3 - h_4 = 253,46 - 209,8 = 43,66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

- регенеративний теплообмінник

$$q_{РТО} = h_{1П} - h_7 = 2533,1 - 2509,38 = 19,42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_T = h_2 - h_4 = 3125,23 - 209,8 = 2915,43 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Визначаємо масову витрату води:

$$m_x = \frac{\sum Q}{q_T} = \frac{7,72}{2915,43} = 0,0026 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо теплові навантаження на апарати:

- конденсатор

$$Q_K = m_x \cdot q_K = 2871,77 \cdot 0,0026 = 7,466 \text{ кВт};$$

- випарник

$$Q_B = m_x \cdot q_B = 2320,8 \cdot 0,0026 = 6,032 \text{ кВт};$$

- субкулер

$$Q_{СК} = m_x \cdot q_{СК} = 43,66 \cdot 0,0026 = 0,113 \text{ кВт};$$

- регенеративний теплообмінник

$$Q_{РТО} = m_x \cdot q_{РТО} = 19,42 \cdot 0,0026 = 0,05 \text{ кВт}.$$

Визначаємо питому роботу рідинно-парового ежектора:

$$l_{РПЕ} = \frac{l_s}{\eta_{РПЕ}} = \frac{2533,1 - 1896,5}{0,753} = 845,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо потужність рідинно-парового ежектора:

$$N_{\text{РПЕ}} = m_x \cdot l_{\text{РПЕ}} = 845,4 \cdot 0,0026 = 2,2 \text{ кВт.}$$

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>30</i>

4 РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛУ

Для визначення енергоефективності циклу використаємо поняття «коефіцієнта перетворення циклу» COP і визначимо його з формули:

$$\text{COP}_{\text{ТНУ}} = \frac{\sum Q}{N_{\text{РПЕ}}} = \frac{7,71}{2,2} = 3,5.$$

Результати термодинамічного розрахунку подано у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати термодинамічного розрахунку

№ п/п	Найменування параметру	Холодильний агент			
		R142b	R245fa	R410a	R718
1	Масова витрата холодильного агента, кг/с	0,0332	0,0392	0,0398	0,0026
2	Масова витрата розсолу, кг/с	0,3367	0,341	0,333	0,1673
3	Масова витрата мережевої води, кг/с	0,1231	0,1231	0,1231	0,1231
4	Питомі навантаження на апарати, кДж/кг:				
	–конденсатор	207,11	182,7	166,88	2871,77
	–випарник	184,1	152,1	146,09	2320,8
	–субкулер	25,63	14,3	27,03	43,66
5	–регенеративний теплообмінник	4,18	9,3	9,09	23,72
	Теплові навантаження на апарати, кВт:				
	–конденсатор	6,8699	7,1596	6,6439	7,6044
	–випарник	6,1066	5,9605	5,8162	6,1454
7	–субкулер	0,8501	0,5604	1,0761	0,1156
	–регенеративний теплообмінник	0,1387	0,3644	0,3619	0,0628
6	Потужність компресора, кВт	2,4783	2,5752	2,8722	–
7	Потужність рідинно-парового ежектора, кВт	–	–	–	2,4081

Продовження таблиці 4.1

8	Потужність розсільного насоса, кВт	0,5205	0,5271	0,5149	0,2587
9	Потужність мережевого насоса, кВт	0,1976	0,1976	0,1976	0,0988
10	Потужність циркуляційного насоса, кВт	–	–	–	0,0212
11	Потужність насоса теплоносія, кВт	–	–	–	0,0518
12	Коефіцієнт перетворення циклу	3,12	3,00	2,69	3,21

Отримані результати свідчать про перспективу застосування пропонованого рішення завдяки зниженню масової витрати холодильного агенту та розсолу, відповідному зниженню потужності мережевого та розсільного насоса, а також підвищенню коефіцієнту перетворення циклу.

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						32
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

5 РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА

Розрахунок виконуємо за програмою, яка була створена автором роботи [8] за розробленою ним математичною моделлю. Результати розрахунку подані на рис. 5.1.

Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего насыщенный водяной пар

Исходные данные			
Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_{01} , С	116	Угол диффузорности выходного участка эжектора, град.	8
Давление рабочей среды на входе в эжектор p_{01} , бар	2	Скоростные коэффициенты элементов эжектора	
Давление смеси на выходе из эжектора p_{04} , бар	0,2	- активного сопла	0,97
Давление рабочей среды на срезе активного сопла p_a , бар	0,02	- входного участка	0,98
Давление рабочей среды на входе в пассивное сопло p_{02} , бар	0,02	- пассивного сопла	0,95
Массовое содержание влаги во вторичном паре x_p , кг/кг	1	- диффузора	0,92
Коэффициент расхода входного участка сопла	0,97	KPD_s	0,8
Коэффициент метастабильности расхода	1,03	n	0,5
Угол конфузорности входного участка сопла, град.	60	M_3	0,7
Угол диффузорности выходного участка сопла, град.	8	Расход рабочей среды на входе в пассивное сопло m_p , кг/с	0,0026
Угол конфузорности входного участка камеры смешения, град.	6	Количество эжекторов, шт.	1

Запуск расчета

Геометрические размеры			
Сопло Лаваля			
Расход рабочей среды на входе в активное сопло m_a , кг/с			0,0129
	Диаметр, м	Длина, м	Площадь, м ²
Входной участок	0,0092	0,0067	6,7E-5
Расходный участок	0,0015	0,0015	1,858E-6
Выходной участок	0,0221	0,1467	0,000382
Камера смешения			
	Диаметр, м	Длина, м	Площадь, м ²
Конфузорный участок	0,0359	0,2147	0,00101
Цилиндрический участок	0,0135	0,0812	0,000144
Диффузор			
	Диаметр, м	Длина, м	Площадь, м ²
Диффузорный участок	0,023	0,1353	0,000415
Эжектор			
Суммарная длина эжектора, м			0,5862
Достижимые показатели эффективности			
Коэффициент инжекции			0,20216
Степень перепроизводства пара			1,392
Относительный внутренний к.п.д.			0,683

Рисунок 5.1 – Результати розрахунку геометричних параметрів
рідинно-парового ежектора

6 РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР АПАРАТІВ

6.1 Тепловий розрахунок теплообмінника-підігрівача

Визначення теплового навантаження

$$Q_{\Pi} = m_A \cdot q_{\Pi} = 0,0129 \cdot 224,19 = 2,89 \text{ кВт}$$

де m_A - масова витрата активного потоку (витрата робочого середовища на вході в активне сопло), кг/с ;

$q_{\Pi} = c_A \cdot \Delta T_A = i_{1A} - i_5 = 4,23 \cdot 53 = 224,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - питома теплового навантаження;

$c_A = 4,23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - теплоємність рідини в інтервалі $T_{1A} \dots T_2$;

$T_{1A} = 113^\circ\text{C}$ - температура входу активного потоку в РПЕ ;

$T_2 = 60^\circ\text{C}$ - температура рідини після насоса.

Температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{t_{1A} - t_5}{\ln \frac{t_{\Pi} - t_5}{t_{\Pi} - t_{1A}}} = \frac{113 - 60}{\ln \frac{120 - 60}{120 - 113}} = 24,7^\circ\text{C}$$

де t_{Π} - температура котельної пари

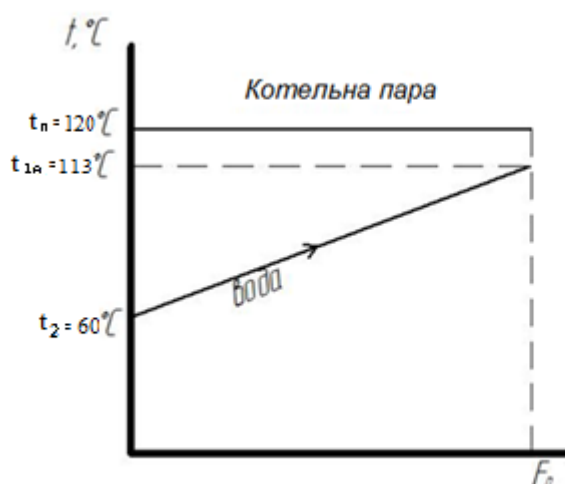


Рисунок 6.1 – Температурний напір у теплообміннику-підігрівачі

Орієнтовочне значення коефіцієнта тепловіддачі

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

- для горизонтального кожухотрубного апарату з конденсацією пара у

міжтрубному просторі
$$k = 2000 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Теплопередавальна поверхня

$$F_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{k \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{2,89 \cdot 10^3}{2000 \cdot 27,4} = 0,052 м^2$$

Витрата теплоносія

$$(m_{кп})_{Т-П} = \frac{1,02 \cdot Q_{\Pi}}{\Delta i_{Т-П}} = \frac{1,02 \cdot 2,89}{2134} = 0,001 \frac{кг}{с}$$

Коефіцієнт 1,02 враховує втрати теплоти в довкілля.

Для котельної пари
$$\Delta i_{Т-П} = r(t_{\Pi}) = r(143,62^{\circ}C) = 2134 \frac{кДж}{кг}$$

Зміна ексергії теплоносія

$$(\Delta E_{кп})_{Т-П} = (m_{кп})_{Т-П} \cdot \Delta e_{кп} = 0,4306 \cdot 781,59 = 336 кВт$$

Для котельної пари:

$$\Delta e_{кп} = r(t_{\Pi}) - T_{oc} (S'' - S') = 2134 - 293 \cdot (6,896 - 1,776) = 633,84 \frac{кДж}{кг}$$

S'', S' - питома ентропія пари і конденсату при t_{Π} ;

T_{oc} - Температура довкілля, приймаємо 293К.

6.2 Розрахунок сепаратора

6.2.1 Початкові дані

- масова витрата активного потоку, $\dot{m}_A = 0,0129 \frac{кг}{с}$;
- коефіцієнт ежекції РПК, $u = 0,20216$;
- ступінь сухості насиченої пари на виході з РПЕ, $x_4 = 0,1046$;
- тиск насиченої пари на виході з РПЕ, $P_2 = 0,2$ бар;
- температура насиченої пари на виході з РПЕ, $t_2 = 60^{\circ}C$;
- внутрішній діаметр нагнітального патрубку РПЕ, $d_4 = 0,023$ м;
- допустиме винесення крапельної рідини, $S = 25 \frac{г}{кг}$.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$h_{ж}$ – відстань рівня рідини щодо введення потоку на сепарацію;

$h_{дл}$ – висота установки дірчастого листа або жалюзі.

6.2.3 Визначення теплофізичних властивостей робочого середовища

З відповідних інформаційних джерел [5, 6] визначаємо нижченаведені параметри:

$$v'_4 = 0.00103 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, v''_4 = 3,993 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \text{— питомих об'єм рідкої і парової фаз;}$$

$$\rho'_4 = 974,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \rho''_4 = 0.250 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{— густина рідкої і парової фази;}$$

$$\nu'_4 = 0.385 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, \nu''_4 = 45,6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \text{— кінематична в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

$$\mu'_4 = 375 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu''_4 = 11,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{— динамічна в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

$$\sigma = 630 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Н}}{\text{м}} \text{— поверхневий натяг рідкої фази;}$$

Вибір наведених величин проводиться при температурі $t_4 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском $P_4 = 0,2 \text{ бар}$.

Теплофізичні властивості потоку змішування, що надходить на сепарацію який визначається за такими розрахунковими залежностями.

Питома об'єм і густина:

$$v_4 = \frac{(1-x_4)}{\rho'_4} + \frac{x_4}{\rho''_4} = \frac{(1-0.1046)}{974,2} + \frac{0.1046}{0.250} = 0,4$$

або

$$\rho_4 = \frac{1}{v_4} = \frac{1}{0.4} = 2,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Кінематична в'язкість (з допущенням правила адитивності):

$$\begin{aligned} \nu_4 &= (1 - x_4) \cdot \nu'_4 + x_4 \cdot \nu''_4 = (1 - 0.1046) \cdot 0.385 \cdot 10^{-6} + 0.1046 \cdot 45,6 \cdot 10^{-6} \\ &= 5,11 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \end{aligned}$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

динамічна в'язкість:

$$\mu_4 = \frac{\nu_4}{\nu_4} = \nu_4 \cdot \rho_4 = 5,11 \cdot 10^{-6} \cdot 2,5 = 12,77 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

6.2.4 Розрахунок критерію циклонного процесу в сепараторі

Згідно [6] розділювальна здатність циклонного сепаратора характеризується наступним критерієм:

$$C_y = \frac{D^2 \cdot w_{\text{окр}}^2}{\nu^2} \cdot \frac{(\rho'_4 - \rho''_4)}{\rho''_4}$$

де D – внутрішній діаметр сепаратора;

$w_{\text{окр}}$ – окружна складова швидкості розділювального потоку насиченої пари (парокапельного середовища).

При розрахунку приймається умова:

$$w_{\text{окр}} = w_4$$

де w_4 – середня швидкість потоку у вхідному патрубку сепаратора.

З огляду на те, що діаметр сепаратора на даній стадії розрахунку невідома, вводимо в розгляд параметр співвідношення площ:

$$\bar{f} = \frac{F_c}{F_4} = \left(\frac{D}{d_4} \right)^2$$

де F_c і F_4 – площі вільних перерізів сепаратора і вхідного патрубка.

Рекомендовані значення співвідношення площ: $\bar{f} = 4 \dots 16$, приймаємо $\bar{f} = 4$

Задавшись величиною \bar{f} і знаючи діаметр d_4 отримаємо:

$$D^2 = \bar{f} \cdot d_4^2$$

У свою чергу швидкість w_4 , визначається залежністю:

$$w_4 = \frac{\dot{m}_4 \cdot 4}{\rho_4 \cdot \pi \cdot d_4^2} = 17,53 \text{ м/с}$$

Після підстановки отримаємо:

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Масова витрата конденсату, що повертається в циркуляційний контур СТК– модуля з випарного апарата дорівнює:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_A \cdot u \cdot (\psi_4 - 1) = 0.0129 \cdot 0.20216 \cdot (1.171 - 1) = 0,00044 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $\psi_4 = 1.171$ –коефіцієнт перевиробництва пара.

Масова витрата парового потоку, що йде на випарний апарат:

$$\dot{m}_{\text{BA}} = \dot{m}_A \cdot u \cdot \psi_4 = 0.0129 \cdot 0.20216 \cdot 1.171 = 0,0030 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в паровому стані:

$$d_{4''} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{BA}}}{\pi \cdot \rho_4'' \cdot w_{\text{BA}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0030}{3.14 \cdot 0.250 \cdot 50}} = 0.017 \text{ м}$$

де w_{BA} - швидкість парового потоку, що йде на ВА, приймаємо $w_{\text{BA}} = 50 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

6.3 Підбір циркуляційного насоса

Для підбору циркуляційного насоса треба визначити необхідний тиск насоса, його потужність, об'ємну витрату (подачу) рідини циркулюючої через насос. Необхідний напір насоса визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{H}} = P_a - P_4 = 200 - 20 = 180 \text{ кПа} = 18,36 \text{ м. вод. ст.}$$

де $P_a = 200 \text{ кПа}$ –тиск активного потоку;

$P_4 = 20 \text{ кПа}$ – тиск насиченої пари на виході з РПЕ;

Потужність циркуляційного насоса:

$$N_{\text{H}} = \frac{V_{\text{H}} \cdot \Delta P_{\text{H}}}{\eta_{\text{H}} \cdot \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт}$$

де V_{H} – об'ємна витрата (подача) рідкого робочого середовища, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

$\eta_{\text{H}} = 0.75$ –ККД насоса;

$\eta_{\text{дв}} = 0.9$ –ККД електродвигуна.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'ємна витрата (подача) рідкого робочого середовища визначається по формулі:

$$V_H = \frac{\dot{m}_A}{\rho'_4} = \frac{0.0129}{974.2} = 0.000013 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де $\dot{m}_A = 0.3261 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ —масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку)

$\rho'_4 = 974.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ —густина рідини в циркуляційному контурі.

Тоді потужність насоса:

$$N_H = \frac{0.000013 \cdot 180}{0.75 \cdot 0.9} = 0.0034 \text{ кВт}$$

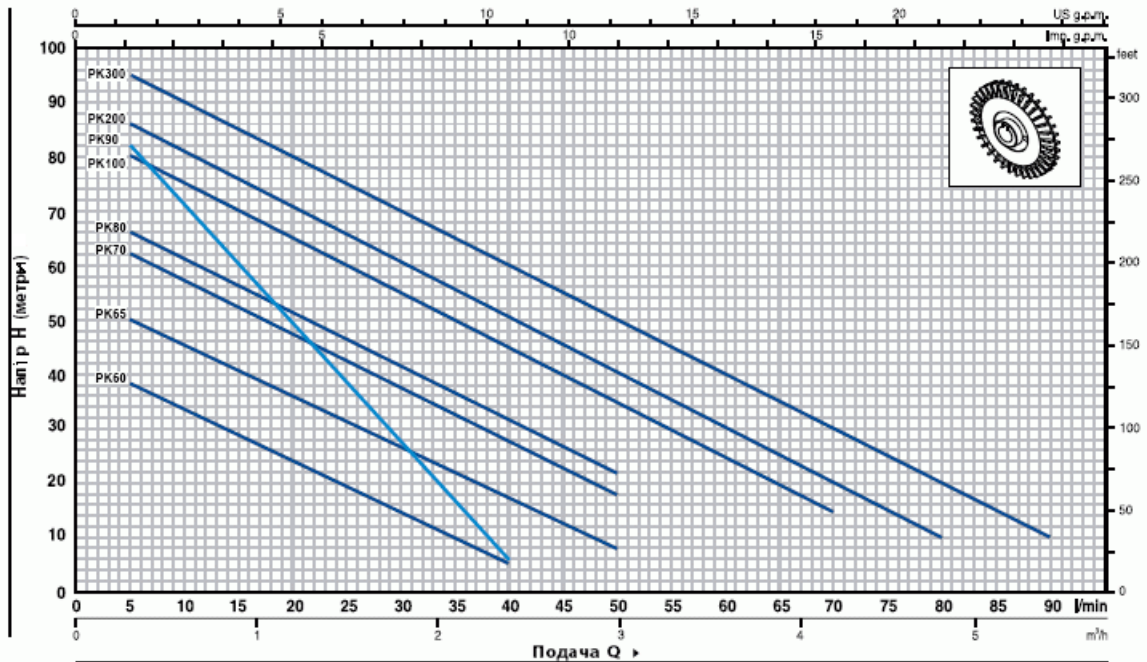
Виходячи з розрахованих даних підбираємо по каталогу насос Pedrollo РКм 60:

- Вихровий насос з чавунним корпусом.
- Робоче колесо – латунь.
- Подача до 90 л/хв. (5,4 м3/год)
- Напір до 100 м
- Манометрична висота всмоктування до 8 м
- Температура рідини від -10 до +60°C
- Максимальна температура довкілля +45°C

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

50 Гц n= 2900 об/хв HS= 0 м

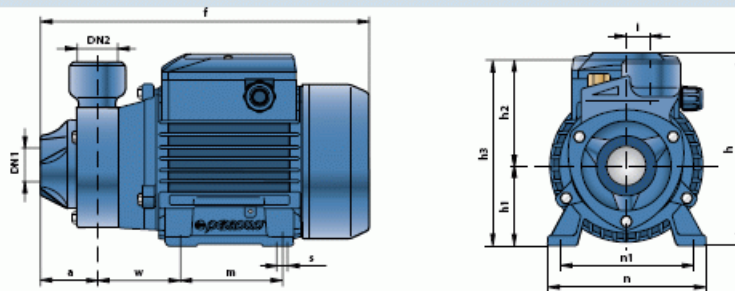


ТИП		ПОТУЖНІСТЬ		Q	Н метри																
Однофазный	Трёхфазный	кВт	л.с.		М³/год	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4		
				л/хв	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90			
PKm 60 [®]	PK 60 [®]	0,37	0,50		40	38	33,5	29	24	19,5	15	10	5								
PKm 65	PK 65	0,50	0,70		55	50	45,5	40,5	36	31	27	22	17	8							
PKm 70	PK 70	0,60	0,85		65	62	57	52	47	42	37	32	27	18							
PKm 80	PK 80	0,75	1		70	66	61	56	51	46	41	36,5	31	22							
PKm 90	PK 90	0,75	1		90	82	71	60	49	38	27	17	5								
PKm 100	PK 100	1,1	1,5		85	80	75	70	65	60	55	50	45	35	25	15					
PKm 200	PK 200	1,5	2		90	86	81	76	71	65,5	60	55	50	40	30	20	10				
-	PK 300	2,2	3		100	95	90	85	80	75	70	65	60	50	40	30	20	10			

Q = Подача Н = Общий манометрический напор HS = Высота всасывания

Допуск характеристик в соответствии с EN ISO 9906

РАЗМЕРЫ И ВЕС



ТИП		ПАТРУБКИ		РОЗМІРИ мм													кг	
Однофазный	Трёхфазный	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	h3	i	m	n	n1	w	s	1~	3~	
PKm 60 [®]	PK 60 [®]	1"	1"	42	245	152	63	75	138	20	80	120	100	55	7	5,3	5,3	
PKm 65	PK 65			80	143	6,9	6,4											
PKm 70	PK 70			55	285	180	71	85	156							10,1	9,0	
PKm 80	PK 80	¾"	¾"	58	282	180	71	95	166	20	90	140	112	62	9	10,1	9,0	
PKm 90	PK 90			14,4	12,4													
PKm 100	PK 100	1"	1"	55	350	212	80	94	174	20	100	164	125	85	9	15,5	13,4	
PKm 200	PK 200			-	15,6													
-	PK 300																	

Рисунок 6.3 – Характеристики циркуляционного насоса Pedrollo PKm 60

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

XM 07.00.00.00 ПЗ

7 ОЦІНКА ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОПОНОВАНОЇ СХЕМИ

Під ексергією розуміється максимальна робота, яка може бути виконана при оборотному переході будь-якої термодинамічної системи зі стану із заданими параметрами стан рівноваги з навколишнім середовищем . Оцінка ефективності енерготехнологічних процесів проводиться методом ексергетичних балансів, що відображають рівність підведеної до системи ексергії та відведеної від неї ексергії та втрат.

Основними завданнями ексергетичного аналізу є :

Оцінка всіх енергоресурсів та енергоносіїв, у межах одного технологічного процесу, цеху, підприємства, галузі;

Визначення ступеня термодинамічної досконалості технічних систем, установок, апаратів за проектними та експлуатаційними даними;

Визначення на всіх етапах перетворення та використання енергії втрат ексергії у всіх елементах систем та установок;

Термодинамічна оптимізація систем, установок та їх елементів.

Ексергетичний аналіз існуючих систем проводиться у наступній послідовності.

Система, що розглядається (або її частина), подумки відокремлюється деякою замкненою контрольною поверхнею від інших об'єктів;

Вибираються параметри навколишнього середовища (тиск і температура), при аналізі відкритих систем необхідно знати також склад навколишнього середовища, що приймається для початку відліку;

Проводиться оцінка досконалості аналізованої системи, визначається ексергетичний ККД системи та окремих її елементів, оцінюються відносні ексергетичні втрати.

Для складання ексергетичного балансу необхідно знати: технологічну схему виробничого процесу з усіма вхідними та вихідними потоками речовини та енергії, термодинамічні параметри потоків речовини та енергії, матеріальні та енергетичні баланси. Для робочої системи ексергетичний баланс може бути записаний у вигляді:

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						44
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$\Sigma E'_e + \Sigma E'_q + \Sigma E'_{\text{топ}} + \Sigma G'_i e'_i = \Sigma E''_e + \Sigma E''_q + \Sigma G''_i e''_i + \Sigma D,$$

Де $\Sigma E'_e$, $\Sigma E''_e$ - ексергія енергетичних потоків на вході та виході системи; $\Sigma E'_q$, $\Sigma E''_q$ - ексергія теплоти на вході та виході системи; $\Sigma E'_{\text{топ}}$ - ексергія палива на вході до системи; $\Sigma G'_i e'_i$, $\Sigma G''_i e''_i$ - ексергія потоків речовини на вході (сировина) та виході (продукти, напівпродукти тощо) системи; ΣD - втрати ексергії у системі.

Ексергетичний ККД є відношенням корисно засвоєної ексергії до витраченої і визначається за формулою:

$$\eta_{\text{екс}} = E_{\text{пол}} / E_{\text{затр}} * 100 = (E_{\text{затр}} - E_{\text{пот}}) / E_{\text{затр}} * 100,$$

де $\eta_{\text{екс}}$ – ексергетичний ККД (%); $E_{\text{пол}}$ – корисно засвоєна ексергія; $E_{\text{затр}}$ – витрачена ексергія; $E_{\text{пот}}$ - втрати ексергії.

Умова підвищення енергетичної ефективності технологічного процесу може бути сформульована як $d\eta_{\text{екс}} / dt < 0$, тобто. підвищення енергоефективності відбувається зі збільшенням ексергетичного ККД системи. Незважаючи на те, що умова підвищення енергетичної ефективності при ексергетичному аналізі формулюється аналогічно тепловому ККД, результати ексергетичного аналізу дають відмінні результати.

При зіставленні ексергетичного ККД з тепловим ККД для деяких енерготехнологічних агрегатів - ексергетичний ККД в 1,5-2 рази менше (наприклад, для парогенератора $\eta_{\text{екс}} = 46\%$, $\eta_{\text{тепл}} = 90\%$). Такі відносно низькі ексергетичні ККД обумовлені значними втратами під час передачі тепла від палива та теплообміну.

Таким чином, ексергетичний аналіз дозволяє виявити основні шляхи підвищення ефективності енерготехнологічних процесів, якими є вдосконалення процесів горіння та теплообміну.

Для оцінювання енергетичної ефективності компресорних систем найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу.

Використання цього методу дозволяє однозначно виражати й ранжувати різноманітні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						45
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Схема ексергетичних перетворень у традиційній теплонасосній установці та в установці на базі рідинно-парового ежектора зображена на рис. 7.1.

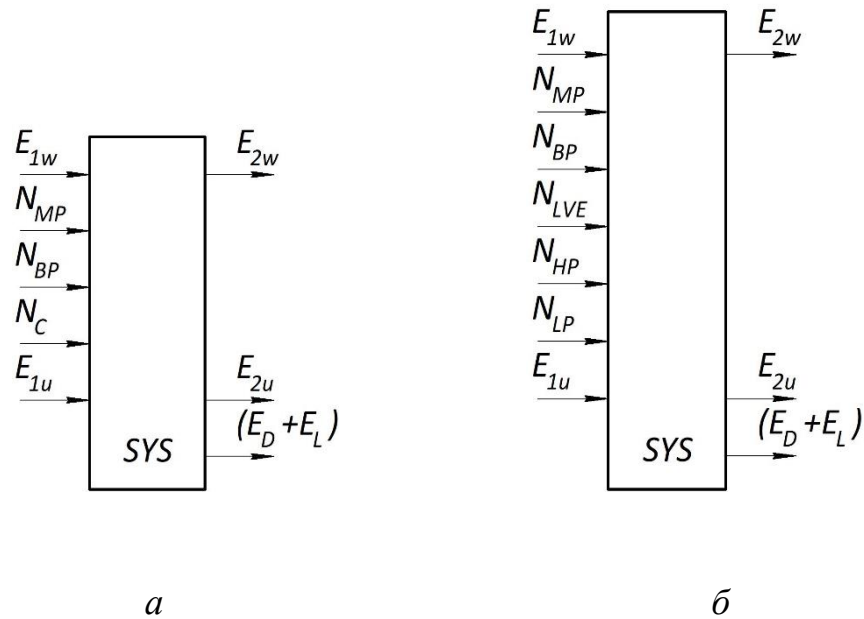


Рис. 7.1 – Схема ексергетичних перетворень: *а* – традиційної теплонасосної установки, *б* – установки на базі РПЕ

Розпишемо рівняння ексергетичної ефективності:

– для традиційних схем

$$\varepsilon_{ex1} = \frac{E_{2w} - E_{1w}}{N_{MP} + N_{BP} + N_C + (E_{1u} - E_{2u})} \quad (7.1)$$

– для схеми з рідинно-паровим ежектором

$$\varepsilon_{ex1} = \frac{E_{2w} - E_{1w}}{N_{MP} + N_{BP} + N_{LVE} + N_{HP} + N_{LP} + (E_{1u} - E_{2u})} \quad (7.2)$$

де E_{1w} – ексергія мережевої води на вході до субкулера,

E_{2w} – ексергія мережевої води на виході з конденсатора,

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

N_{MP} – потужність насоса мережевої води,
 N_{BP} – потужність розсільного насоса,
 N_C – потужність компресора традиційної теплонасосної установки,
 N_{LVE} – потужність рідинно-парового ежектора,
 N_{HP} – потужність насоса теплоносія,
 N_{LP} – потужність насоса контуру рідинно-парового ежектора,
 E_{1u} – ексергія розсолу на вході до випарника,
 E_{2u} – ексергія розсолу на виході з випарника,
 (E_D+E_L) – деструкція (втрати) ексергії у процесі.

Результати ексергетичного аналізу наведено у табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Результати ексергетичного аналізу

№ п/п	Найменування параметру	Холодильний агент			
		R142b	R245fa	R410a	R718
1.	Ексергія потоку продукту, кВт	247,654	247,654	247,654	247,654
2.	Ексергія потоку палива, кВт	1273,33 5	1289,573	1259,638	632,963
3.	Ексергетична ефективність	0,194	0,192	0,197	0,391

У результаті ексергетичного аналізу можна зробити висновок, що ефективність схеми теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора в середньому у 2 рази більше, ніж у традиційної.

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОПОНОВАНОЇ СХЕМИ

Термoeкономiчний аналіз – це синтез термодинаміки як науки, яка визначає ефективність всіх агрегатів з позицій виконання законів термодинаміки та економіки, яка відтворює вартість одиниці енергії в грошовому виразі.

Термoeкономiчний аналіз є новим методом оцінки ефективності термомеханічних систем та полягає у визначенні вартості енергоресурсів, необхідних для базової та енергозберігаючої схем. Термoeкономiчний метод аналізу термомеханічних систем – це комбінація ексергетичного (термодинамічного) та вартісного аналізу. Основний критерій термoeкономiчного методу аналізу – це ексергетична вартість продукту системи (його частини, компоненту і т. д.) [9].

Загальна вартість палива для традиційних схем визначається за формулою:

$$C_1 = C_{w1} \cdot \dot{V}_{w1} \cdot \tau_p + C_{e1} \cdot \sum N_1 \cdot \tau_p \quad (8.1)$$

де C_{w1} – вартість 1 м^3 мережевої води,

\dot{V}_{w1} – об'ємна витрата мережевої води,

C_{e1} – вартість електроенергії,

$\sum N_1$ – сума споживаних потужностей, яка витрачається на привід компресора та насосів,

τ_p – розрахунковий період роботи установки.

Загальна вартість палива для пропонованої схеми визначається за формулою:

$$C_2 = C_{w2} \cdot \dot{V}_{w2} \cdot \tau_p + C_{e2} \cdot \sum N_2 \cdot \tau_p \quad (8.2)$$

де C_{w2} – вартість 1 м^3 мережевої води,

\dot{V}_{w2} – об'ємна витрата мережевої води,

C_{e2} – вартість електроенергії,

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\sum N_2$ – сума споживаних потужностей, яка витрачається на привід насосів,
 τ_p – розрахунковий період роботи установки.

Результати термoeкономiчного аналізу наведено у табл. 8.1.

Таблиця 8.1 – Результати термoeкономiчного аналізу

№ п/п	Найменування параметру	Холодильний агент			
		R142b	R245fa	R410a	R718
1.	Загальна вартість палива, у. о.	753,83	778,25	845,39	669,40
2.	Питома вартість одиниці продукту, у. о./т	1,53	1,58	1,72	1,36
3.	Питома вартість одиниці теплоти, у. о./м ²	1,88	1,95	2,11	1,67

Отримані результати дають можливість стверджувати, що застосування води у якості холодильного агента парокompресійних теплових насосів, дозволяє отримати дешеве джерело тепла для системи опалення та знизити вартість одиниці теплоти приблизно на 18,5 %.

9 ОХОРОНА ПРАЦІ

9.1 Техніка безпеки при експлуатації вакуумних установок

Вимоги до герметичності вакуумної системи

Перевірка працездатності вакуумної системи і герметичності насоса робиться шляхом випробування на герметичність при розрідженні.

Випробування проводити в наступному порядку:

- приєднати до всмоктуючого патрубка насоса послідовний два всмоктуючі рукави (діаметром 125 мм і завдовжки 4 м) і встановити заглушку на вільному кінці другого рукава;
- закрити усі напірні вентиля, зливні краники і відкрити вакуумний кран; - включити вакуумний насос (руків'ям);
- запустити насос, довести його частоту обертання до номінальної (2700 об/хв) і витримати вказаний режим впродовж 40 з, після чого закрити вакуумний кран, відмітити по мановакуумметру рівень розрідження, відключити вакуумний насос і зупинити насос;
- після закінчення 3,5 мін повторно зняти свідчення мановакуумметра і скинути розрідження шляхом відкриття зливного краника ступеня нормального тиску.

Якщо падіння розрідження за 3,5 міни (різниця двох свідчень мановакуумметра) перевищить 0,0196 МПа (0,2 кгс/см²), це свідчить про наявність нещільності в насосі або комунікаціях, які необхідно усунути. Виявити місця нещільності насоса можна шляхом зовнішнього огляду по наявності витоків води при його роботі або опресовуванням насоса стислим повітрям при надмірному тиску не більше 0,1 МПа (1 кгс/см²). Робити опресовування слід при закритих напірних вентилях, перед цим необхідно покрити насос і комунікації мильною піною.

Якщо за 40 з роботи вакуумної системи розрідження в насосі не досягне

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

0,074 МПа (0,75 кгс/см²), а падіння розрідження за 3,5 міни не перевищить норму, це свідчить про втрату продуктивності вакуумного насоса. У цьому випадку слід перевірити стан пластинів, гільзи вакуумного насоса, кілець ущільнювачів, наявність мастила, усунути виявлені несправності і повторити перевірку.

9.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів експлуатації вакуумних установок

Розвиток сучасного машинобудування йде по шляху розробки нових видів теплообмінних апаратів, верстатів, обладнання найрізноманітнішого призначення, інтенсифікації їх використання за рахунок раціональних режимів експлуатації, вдосконалення технології, виробничого процесу і поліпшення профілактичного технічного обслуговування і ремонту. Необхідно, щоб праця людини протікала в сприятливих умовах, що сприяють розвитку всіх його здібностей і забезпечують високу продуктивність праці. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримувати травми або хворіти професійними захворюваннями.

При проектуванні обладнання або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливих чинників проектного обладнання. Так само на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливих чинників, або, якщо вони виникнуть, запобігти їх.

Конструювання, виготовлення, монтаж, випробування і приймання трубопроводів виробляються відповідно до діючих будівельних норм та правил (СНіП). Трубопроводи, що становлять невід'ємну частину апаратів, приймаються в експлуатацію відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

У якості прокладок для з'єднань трубопроводів повинні застосовуватися матеріали, стійкі до впливу вологи, масла, а також температури не менше ніж на 50°С вище температури газу в трубопроводі.

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						51
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- в полі зору повинна бути відсутнім пряма і відбита блискучість.

Блискучість-підвищена яскравість світяться об'єктів, поверхонь, що викликає порушення зорових функцій (засліплений), тобто погіршення видимості об'єктів.

Видимість характеризує здатність ока сприймати об'єкт, залежить від освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Величина освітленості повинна бути постійна в часі. Коливання освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Коливання освітленості, спричинені різкою зміною напруги в мережі, мають велику амплітуду, кожного разу викликаючи переадаптацію очей, що призводить до значної перевтоми.

Слід вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку, що дозволяє в одних випадках розглянути внутрішню поверхню деталей, в інших розрізнити рельєфність елементів робочої поверхні.

Необхідно вибирати певний спектральний склад світла. Правильну передачу кольору забезпечують природне і штучне освітлення з спектральною характеристикою близькою до сонячної.

Всі елементи освітлювальних установок-світильники, групові щитки, що знижують трансформатори, освітлювальні мережі повинні бути досить довговічними, електробезпеки, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

Установка повинна бути зручною і простою в експлуатації, відповідати естетичним вимогам.

Електробезпека - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Будова і розміщення електроприводу насосів і пускової апаратури повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.007.0-75 і «Правил улаштування електроустановок» [19].

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Забезпечення вакуумних установок приладами контролю і засобами автоматизації встановлюється технічним завданням на розробку з урахуванням вимог, викладених в цьому стандарті та нормативно-технічної документації з безпеки для виробництва, в якому ці машини застосовуються.

Вакуумні установки повинні бути надійно заземлені. Для приєднання заземлювального пристрою повинні бути передбачені спеціальні болти. Для захисту від статичної електрики повинні бути виконані вимоги «Правил захисту від статичної електрики у виробництвах хімічної, нафтохімічної та нафтопереробної промисловості».

Експлуатація, монтаж, ремонт і налагодження вакуумних установок повинні виконуватися з дотриманням вимог електробезпеки відповідно до «Правил улаштування електроустановок», затверджених Держенергонаглядом і «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» [19].

9.3 Розрахунок захисного заземлення електричного обладнання

Компресор працює під напругою 330В.

У відповідності до вимог ПУЕ допустимий опір розтіканню струму в заземленні: $R_z = 40 \text{ Ом}$ (для мереж з напругою до 1000В).

Визначаємо питомий опір ґрунту, $\rho_{\text{табл.}} = 20000 \text{ Ом} \cdot \text{см}$ - для чорнозему.

Визначаємо підвищувальний коефіцієнт для труб горизонтальних заземлювачів для з'єднувальних полосок $K_{\text{п.с.}} = 3,7$.

Питомий опір ґрунту для горизонтальних заземлювачів:

$$\rho_{\text{розр.п.}} = \rho_{\text{табл.}} \cdot K_{\text{п.с.}} = 20000 \cdot 3,7 = 74000 \text{ Ом} \cdot \text{см} \quad (5.1)$$

Розрахункова відстань від землі до середини заземлювача:

$$t = h_z + \frac{l_{\text{мп}}}{2} = 800 + 125 = 925 \text{ см} \quad (5.2)$$

Опір розтіканню струму для одиночного горизонтального заземлення:

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{розр.Т} = 0,366 \frac{\rho_{розр.м}}{l_{мп}} \left(\lg \frac{2l_{мп}}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4t + l_{мп}}{4t - l_{мп}} \right) =$$

$$= 0,366 \frac{7400}{250} \left(\lg \frac{2 \cdot 250}{6} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 \cdot 925 + 250}{4 \cdot 925 - 250} \right) = 21 \text{ Ом} \quad (5.3)$$

Визначити відстань між горизонтальним заземлювачем із співвідношення

$c = \frac{L_{см}}{l_{мп}}$ для стаціонарних заземлювачів $c=1$:

$$L_{см} = l_{мп} \cdot c = 250 \cdot 1 = 250 \text{ см} \quad (5.4)$$

Розраховуємо необхідну кількість горизонтальних заземлювачів без урахування коефіцієнта екранування:

$$n_T = \frac{R_{розр.Т}}{R_3} = \frac{21}{4} = 5,25 \approx 5 \text{ шт} \quad (5.5)$$

Знаходимо коефіцієнт екранування труб $\eta_{ЕТ} = 0,7$ при n_T .

Визначаємо необхідну кількість горизонтальних заземлювачів з урахуванням коефіцієнта екранування:

$$n_{ТЕ} = \frac{R_{розр.Т}}{R_3 \cdot \eta_{ЕТ}} = \frac{21}{4 \cdot 0,7} = 7,5 \approx 8 \text{ Ом} \quad (5.6)$$

Знаходимо розрахунковий опір розтіканню струму при взятому числі горизонтальних заземлювачів:

$$R_{розр.n_{ТЕ}} = \frac{R_{розр.n}}{n_{ТЕ} \cdot \eta_{Е.З.С}} = \frac{21}{8 \cdot 0,7} = 3,75 \text{ Ом} \quad (5.7)$$

Довжина з'єднувальної смуги:

$$L_{з.с.} = 1,05 \cdot L_{СТ} (n_{ТЕ} - 1) = 1,05 \cdot 250 \cdot (8 - 1) = 1837,5 \text{ см} \quad (5.8)$$

Визначаємо опір розтіканню струму в з'єднувальній смугі:

$$R_{з.с.} = 0,366 \frac{\rho_{розр.n}}{L_{з.с.}} \lg \frac{2L_{з.с.}^2}{h_3 \cdot b_c} \quad (5.9)$$

$$R_{з.с.} = 0,366 \frac{7400}{1837,5} \lg \frac{2 \cdot 1837,5^2}{800 \cdot 4} = 4,9 \text{ Ом}$$

Знаходимо коефіцієнт екранування для з'єднувальної смуги:

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_{e.z.c} = 0,64 / 0,35 = 1,83 \quad (5.10)$$

Визначаємо розрахунковий опір для розтікання електричного струму в з'єднувальній смузі з урахуванням коефіцієнта екранування:

$$R_{розр.c} = \frac{R_{з.с.}}{n_{EC} \cdot \eta_{e.z.c.}} = \frac{4,9}{1 \cdot 1,83} = 2,7 \text{ Ом} \quad (5.11)$$

Загальний розрахунковий опір від заземлювача та з'єднувальної смуги:

$$R_{заг.розр.} = \frac{1}{\frac{1}{R_{розр.Г}} + \frac{1}{R_{розр.c}}} = \frac{1}{\frac{1}{21} + \frac{1}{2,7}} = 2,5 \text{ Ом} \quad (5.12)$$

Висновок : Отриманий загальний розрахунковий опір $R_3 \leq R_{доп}$ і може бути прийнятий для електроустаткування електромашинного відділення, вибрана кількість кутників їх глибина закладання та розміри стрічки, що з'єднує кутники відповідає вимогам ПУЕ (За вимогами ПУЕ опір заземлення для електрообладнання до 1000 В складає $R_{доп} = 4 \text{ Ом}$).

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Виконавши розрахунок теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора, можна зробити наступні висновки:

1. У результаті термодинамічного розрахунку було виявлено, що застосування рідинно-парового ежектора, який працює за принципом струминної термокомпресії, дозволяє підвищити коефіцієнт перетворення циклу теплового насосу порівняно з традиційними аналогами в середньому на 10 %.

2. У результаті ексергетичного аналізу визначено ексергетичну ефективність рідинно-парового ежектора у складі теплового насосу та доцільність його застосування для системи опалення. Ексергетична ефективність теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора становить 0,391, що в середньому у 2 рази вище, ніж у традиційних на базі спіральних компресорів. Такі показники досягаються за рахунок переходу на нові робочі параметри в циклі, що призводить до зменшення теплових навантажень на апарати, зниження ексергії потоку палива і підвищення загальної ефективності.

3. У результаті термoeкономічного аналізу визначено загальну вартість палива та питому вартість одиниці продукту у новій та традиційних схемах теплонасосних установок. Застосування РПЕ дає змогу зменшити загальну вартість палива в середньому на 123,09 у. о. на рік, і зменшити питому вартість одиниці продукту в середньому на 15,5 %. Якщо врахувати витрати на холодоагент у традиційних схемах, то питома вартість одиниці продукту буде ще нижчою у пропонованій схемі.

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						60
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Арсеньєв В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.
2. Арсеньєв В. М., Мелейчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
3. Маринюк Б. Т. Вакуумно-испарительные холодильные установки, теплообменники и газификаторы техники низких температур. – М.: Энергоатомиздат, 2003. – 208 с.
4. Чумак І. Г., Чепуренко В. П., Лар'яновський С. Ю. Холодильні установки. – Одеса: Пальміра, 2006. – 550 с.
5. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е издание., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
6. Методичні вказівки до виконання індивідуальної розрахункової роботи «Визначення товщини ізоляції і теплоприпливів через огорожу»/ укладач В. М. Арсеньєв. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 14 с.
7. Свердлов Г.З. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Пищевая промышленность, 1978. - 264 с.
8. Шарапов С. О. Удосконалення вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів : дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Сергій Олегович Шарапов. – Одеса, 2017. – 180 с.
9. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. - М.: Наука, 1972. – 720 с.
10. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса: ООО «Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
11. Tsatsaronis, G. Application of Thermoeconomics to the Design and Synthesis of Energy Plants, article published in topic "Energy" in: Encyclopedia of

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>61</i>

Life Support Systems (EOLSS), developed under the Auspices of UNESCO, EOLSS Publishers, Oxford, UK, 2006.

12. Sharapov S, Arsenyev V, Protsenko M The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems. Science et technique du froid – Refrigeration science and technology. France / Slovakia, 2013. Vol. 4.

13. НПАОП 0.00-1.69-13 "Правила охорони праці під година експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових ятерів і тепловикористовувальних установок".

14. ГОСТ 12.1.003-83 "ССТБ. Шум. Загальні вимоги безпеки".

15. СН 2.2.412.1.8.562-96 "Шум на робочих місцях, в приміщеннях житлових, громадських будівель і на території жилойзастройки".

16. ГОСТ 12.1.012-90 "ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги".

17. СН 2.2.412.1.8.556-96 "Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель".

18. СНіПШ - 4-79 "Природне і штучне освітлення".

19. ГОСТ 12.2.007.0-75 "ССТБ. Вироби електротехнічні".

					<i>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		