

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Сергій ВАНЄЄВ  
(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2023 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня бакалавр**  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,  
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна  
техніка»

на тему: «Теплонасосна установка для системи індивідуального  
опалення»

Здобувача групи ХК-91/2к Листопаднього Владислава Миколайовича

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

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Владислав ЛИСТОПАДНІЙ

Керівник доцент кафедри ТТФ, к.т.н., доц. Сергій ШАРАПОВ \_\_\_\_\_  
(підпис)

## Зміст

	С.
Вступ.....	3
Початкові дані.....	6
1 Базова схема теплонасосної установки.....	7
2 Установка на базі рідинно-парового ежектора.....	9
2.1 Принципова схема вакуумного агрегату на базі рідинно-парового ежектора .....	11
2.2 Робочий процес рідинно-парового ежектора.....	11
2.3 Розрахунок параметрів робочого середовища рідинно-парового ежектора .....	13
3 Вибір оптимізаційного параметру та розрахунок режимних параметрів робочого середовища рідинно-парового ежектора.....	20
4 Розрахунок конструктивних параметрів вакуумного агрегату та підбір апаратів .....	22
4.1 Тепловий розрахунок теплообмінника-підігрівача .....	22
4.2 Розрахунок сепаратора .....	23
4.3 Підбір циркуляційного насоса .....	29
5 Розрахунок енергоефективності циклу .....	32
6 Охорона праці.....	40
6.1 Загальні вимоги промислової безпеки.....	40
6.2 Вимоги вибухобезпеки, пожежної та електричної безпеки.....	42
6.3 Вимоги екологічної безпеки .....	43
Висновки .....	45
Перелік посилань .....	46

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Листопадній</i>				<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>	<i>Шарапов</i>					2	47
<i>Реценз.</i>					<i>СумДУ, гр. ХК-91/2хк</i>		
<i>Н. контр.</i>	<i>Шарапов</i>						
<i>Затв.</i>	<i>Вансєв</i>						
					Теплонасосна установка для системи індивідуального опалення		

## Вступ

Однією з основних проблем, що постала перед цивільними людьми під час Російсько-Української війни це автономне та енергоефективне опалення житлових будинків в найбільш економічний спосіб. Дане питання потрібно вирішити, оминаючи газовий енергоресурс та технологію централізованого опалення багато-квартирних будівель, тому що виник ризик знищення газоперекачувальних станцій, магістралей, теплотрас та котелень. Також необхідно враховувати збереження невідновлюваних енергоресурсів, скорочення шкідливих викидів в атмосферу продуктів згоряння, що є, зокрема, основним фактором глобального потепління.

Основним напрямом вирішення зазначеної проблеми є використання енергозберіжних технологій, що лежать в основі теплових насосів. Тому пропонується схема теплового насосу з використанням сонячних колекторів адсорбного або вакуумного типу, на базі рідинно-парового ежектору (РПЕ). Для порівняння схеми опалення була взята схема сонячного колектора (СК) з використанням традиційної парокомпресорної теплонасосної установки (ПКТНУ), у контурі якої використовуються найросповсюджені на сьогоднішній час холодильні агенти R134a, R410a, R32. Дані холодильні агенти є більш доступні на ринку та найчастіше використовуються у сучасних системах кондиціонування повітря житлових будинків, громадських місць та підтримання клімату у автомобільно-му транспорті, тому були взяті для практичного порівняння.

Зокрема, було б зручно мати доступну альтернативу сучасним дороговартісним тепловим насосам з холодильними агентами у якості води, яка є дешевим робочим середовищем холодильного циклу з високими показниками ефективності. З метою оцінювання очікуваного ефекту від

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		3

впровадження нової схеми, необхідно провести порівняльний аналіз з існуючими системами на сучасних най-розповсюджених холодильних агентах.

Сучасні теплові насоси є високоефективними, але ця ефективність залежить від характеристик теплових джерел, що беруть участь у процесі термотрансформації. А саме від температури надходження утилізованого низькопотенційного середовища. Виробництво холоду в діапазоні температур до  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , як правило, здійснюється при тиску в системі вище атмосферного, тому що робота випарника при тисках, близьких до атмосферного є небезпечною з точки зору можливого підсосу атмосферного повітря і змішування його з холодильним агентом.

Використання води в якості холодоагенту автоматично знижує робочі тиски в циклі нижче атмосферного, як це реалізується в установках на базі рідинно-парових ежекторів (РПЕ), що працюють за принципом струминної термокомпресії. Вода має ряд суттєвих переваг перед існуючими холодильними агентами, головним з яких є її низька вартість та екологічна безпека. Але в неї є й суттєві недоліки, такі як висока температура замерзання, що накладає певні обмеження на її використання, та корозія металу в присутності кисню повітря.

Можливий шлях створення високоефективної системи опалення на базі сонячного колектора є застосування теплового насосу, в якому замість традиційних холодильних агентів використовується вода. Вже існують певні спроби реалізації таких циклів. Ймовірно, що ефективним буде спроба реалізації циклу теплонасосної установки з рідинно-паровим ежектором, де у випарнику використовується теплота ґрунту. Основною відмінністю від традиційної схеми є відсутність спірального компресора і перехід на вакуумний режим роботи всієї систем.

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

**Мета дослідження** – оцінка ефективності застосування рідинно парового ежектора на робочому середовищі R718 у складі теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

**Об'єкт дослідження** – рідинно-паровий ежектор теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

**Предмет дослідження** – режимні та геометричні параметри рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

**Завдання дослідження:**

1. Розглянути доцільність застосування рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

3. Визначити оптимальні режими роботи рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

4. Визначити ексергетичну ефективність застосування рідинно-парового ежектора теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога».

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

## Початкові дані

- вакуумоване середовище: водяна пара;
- тиск всмоктування – 0,032 бар;
- тиск нагнітання – 20 бар;
- масова продуктивність – 0,034 кг/с

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6



Для порівняння схеми опалення СК на базі РПЕ, де циркулює вода (R718), була взята схема СК з використанням традиційної ПКТНУ, в контурі якої використовуються холодильні агенти R134a, R410a, R32. В опалювальному контурі використовується мережева вода, а у контурі випарника та сонячного колектору використовується 45 %-ий розчин пропіленгліколя. Використання саме такого розчину ґрунтується на тому що, температура початку його кристалізації дорівнює  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , це мінімальна критична температура навколишнього середовища взимку в помірному кліматі за останні 5 років, тому використання даної суміші пропіленгліколю є практичним та ефективним рішенням для нашої системи опалення. Площа опалення будинку  $75\text{ м}^2$ , розрахункова зовнішня температура  $-20\dots+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , розрахункова внутрішня температура  $+18\dots+22\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура мережевої води на виході з конденсатора  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура пропіленгліколю на вході у випарник  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура конденсації холодильного агенту у контурі теплового насоса дорівнює  $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура випаровування  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		8





Конденсатор виконаний у вигляді вискоєфективного теплообмінного апарату пластинчастого типу для забезпечення максимальної теплопередачі до рідини системи опалення. Також у схемі використовується регенеративний теплообмінник та є можливість використання субкулера для переохолодження та гарантованої конденсації, але у даній схемі він не використовується, так як охолодження мережевої води у контурі теплої підлоги дорівнює 10 °С, що не відповідає параметрам використання даного обладнання.

Запропонована схема має принципові відмінності від використання традиційних систем опалення на базі сонячних колекторів та ПКТНУ різних систем. Принципові відмінності в циклах традиційної та запропонованої схем наведено авторами в роботі [13]. РПЕ працює в області вологої пари, що є принципово новим способом перетворення енергії, дозволяючи зменшити роботу циклу та підвищити коефіцієнт перетворення теплонасосної установки. Для реалізації не потрібна зовнішня генерація робочої пари, яка подається у сопло активного потоку РПЕ. Генерація робочої пари відбувається всередині циклу, а саме у соплі активного потоку РПЕ, що збільшує його ефективність. Робоче середовища теплового насоса на базі рідинно-парового ежектора є перспективним, але питання щодо його ефективності залишається відкритим та потребує дослідження.

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10



подальше стискування змішаного потоку і досягнення тиску  $p_4$ , рівне тиску на виході з ежектора (процес 3-4). Ефективність РПЕ в першу чергу визначається досконалістю процесів витікання закипаючої рідини і формування робочого струменя вологої пари. Також важливим чинником, який впливає на досяжні параметри ежектора в цілому, є механізм інжектування робочого середовища пасивного потоку струменем робочого середовища активного потоку, що у свою чергу залежить від режиму течії відкачуваного потоку і режиму витікання парового струменя. Відповідно теорії масопередачі будь-яка взаємодія двох фаз відбувається внаслідок двох основних чинників: різниці парціальних тисків і гідродинамічної взаємодії.

У РПЕ взаємодія робочих середовищ активного і пасивного потоків в основному відбувається під впливом другого чинника, оскільки різниця рівноважного тиску робочого середовища пасивного потоку в активному і в довкіллі негативна, що пояснюється нормальною концентрацією в робочому середовищі активного потоку розчиненого робочого середовища пасивного потоку.

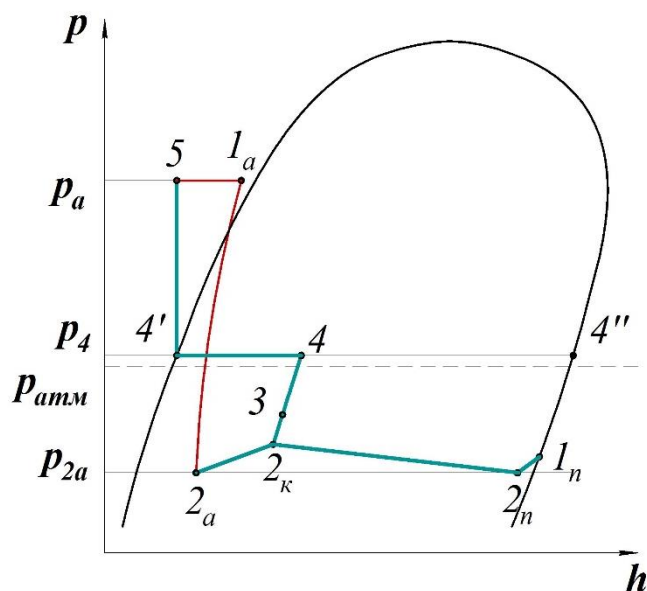


Рисунок 2.4 - Цикл РПЕ в  $p, h$ - координатах

Математична модель розрахунку робочого процесу РПЕ описується у вигляді системи рівнянь збереження маси, кількості руху, енергії, стану середовища і виробництва ентропії в інтегральному виді, а також залежностями по кінетиці пароутворення, характеристиками дроблення і полідисперсного розподілу рідкої фази і критичним режимам [6].

### 2.3 Розрахунок параметрів робочого середовища рідинно-парового ежектора

Цей розрахунок був проведений за допомогою програмного забезпечення [6].

Для розрахунку осереднених параметрів по довжині проточної частини і сумарних характеристик РПЕ застосовують систему рівнянь одновимірного адіабатного руху у квазірівноважному термодинамічному наближенні для виділених меж розглянутої ділянки течії:

$$\left\{ \begin{array}{l} v = v_{liq}(t_{liq}) + x \cdot [v_{st}(p) - v_{liq}(t_{liq})] \\ d \left[ \frac{w(z) \cdot F(z)}{v} \right] = 0 \\ dx = \chi(z) \cdot \left[ \frac{v}{w(z)} \right] dz \\ d \left\{ h_{liq}(t_{liq}) + x \cdot [h_{st}(p) - h_{liq}(t_{liq})] + \frac{w^2(z)}{2} \right\} = 0, \\ d \left[ \frac{w^2(z) \cdot F(z)}{v} \right] = -F(z) dp - \tau_w \cdot \Pi(z) dz \\ d \{ s_{liq}(t_{liq}) + x \cdot [s_{st}(p) - s_{liq}(t_{liq})] \} = \delta s_{diss} > 0 \\ \tau_w = \left( \frac{\xi}{4} \right)^2 \cdot \frac{w^2(z)}{2 \cdot v} \end{array} \right. \quad (2.1)$$

де  $v$  – питомий об'єм частинки  $i$ -ї групи розподілу,  $m^3/kg$ ;

$t$  – температура частинки  $i$ -ї групи розподілу,  $град.$ ;

$w$  – середня швидкість потоку частинок,  $m/c$ ;

					К 02Б.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

$F$  – площа каналу, через яку проходять частинки  $i$ -ї групи розподілу,  $m^2$ ;

$z$  – безрозмірна повздовжня координата;

$\chi$  – масовий вміст вологи,  $kg/kg$ ;

$h$  – ентальпія частинки  $i$ -ї групи розподілу,  $Dж/kg$ ;

$\tau_w$  – дотичне напруження на стінці каналу,  $Па$ ;

$\Pi$  – периметр каналу, через який проходять частинки  $i$ -ї групи розподілу,  $m$ ;

$s$  – ентропія частинки  $i$ -ї групи розподілу,  $Dж/(kg \cdot K)$ ;

індекс «*liq*» – параметр у стані рідини,

індекс «*st*» – параметр у стані пари.

## 2.4 Розрахунок конструктивних параметрів рідинно-парового ежектора

Розрахунок геометричних параметрів базується на термогазодинамічних характеристиках робочого процесу РПЕ за умовами функціонування вакуумної системи, в яку він входить, що задаються.

Схема основних розмірів РПЕ представлена на рисунку 2.4.

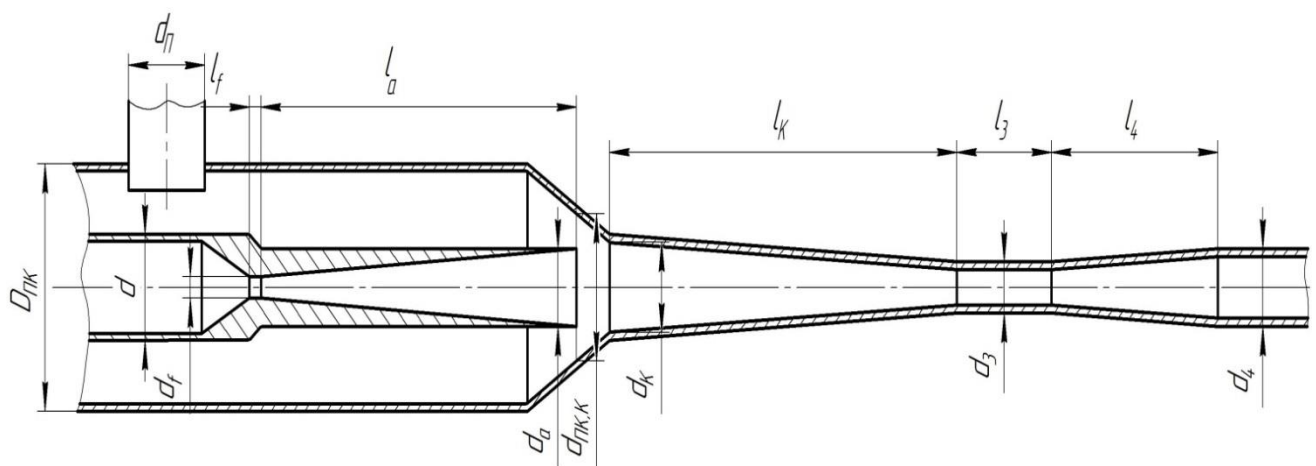


Рисунок 2.4 - Основні розміри рідинно-парового струминного ежектора

Розрахунок виконується в послідовності робочого процесу для наступних елементів: сопло активного потоку, приймальна камера, камера змішення, дифузор.

### Геометричні параметри сопла активного потоку

1. Площа витратного перерізу, (переріз f - f):

$$F_f = \frac{\dot{m}_a \cdot v_0}{w_f} = \frac{0,143 \cdot 0,00104}{7,315} = 0,0000203 \text{ м}^2 \quad (2.1)$$

де  $\dot{m}_a = 0,143 \text{ кг/с}$  - масова витрата активного потоку;

$v_0 = 0,00104 \text{ м}^3/\text{кг}$  - питомий об'єм робочої рідини на вході в сопло;

$w_f = 7,315 \text{ м/с}$  - швидкість рідкої фази активного потоку в переріз (f - f) (з вікна програми).

2. Діаметр витратного перерізу,  $d_f$ :

$$d_f = \sqrt{\frac{4 \cdot F_f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000203}{3,14}} = 0,00509 \text{ м} = 5,1 \text{ мм} \quad (2.2)$$

3. Довжина витратного перерізу,  $l_f$ :

$$l_f = d_f = 5,1 \text{ мм} \quad (2.3)$$

4. Діаметр входу активного середовища,  $d$ :

$$d = 6 \cdot d_f = 6 \cdot 5,1 = 30,6 \text{ мм} \quad (2.4)$$

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		15

5. Довжина конічної частини вхідної ділянки,  $l_{\text{ВХ}}$ :

$$l_{\text{ВХ}} = \frac{d-d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\text{ВХ}}}{2}} = \frac{30,6-5,1}{2 \operatorname{tg} \frac{60}{2}} = 22,08 \text{ мм} \quad (2.5)$$

де  $\alpha_{\text{ВХ}} = 60^\circ$  - кут конфузорности входу ділянки.

6. Площа виходу активного потоку,  $F_a$ :

$$F_a = f_a \cdot F_f = 34,942 \cdot 0,0000203 = 0,000709 \text{ м}^2 \quad (2.6)$$

де  $f_a = 34,942$  - геометрична міра розширення каналу на виході з сопла.

7. Діаметр виходу активного потоку,  $d_a$  :

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000709}{3,14}} = 0,03 \text{ м} = 30 \text{ мм} \quad (2.7)$$

8. Довжина дифузійної частини каналу,  $l_a$  :

$$l_a = \frac{d_a-d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_a}{2}} = \frac{30-5,1}{2 \operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 178 \text{ мм} \quad (2.8)$$

де  $\alpha_a = 8^\circ$  - кут розкриття частини дифузора сопла.

### Геометричні розміри приймальної камери

1. Щільність середовища пасивного потоку,  $\rho_{\text{П}}$ :

$$\rho_{\text{П}} = \frac{1}{v_{02}} = \frac{1}{42,99} = 0,0232 \text{ кг/м}^3 \quad (2.9)$$

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		16



2. Об'ємна витрата пасивного потоку,  $\dot{V}_{\Pi}$ :

$$\dot{V}_{\Pi} = \frac{\dot{m}_{\Pi}}{\rho_{\Pi}} = \frac{0,034}{0,0232} = 1,466 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.10)$$

3. Площа перерізу патрубку пасивного потоку,  $f_{\Pi}$ :

$$f_{\Pi} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{\Pi}} = \frac{1466}{50} = 0,02932 \text{ м}^2 \quad (2.11)$$

де  $w_{\Pi} = 40 \dots 60 \text{ м/с}$ - швидкість пасивного потоку в перерізі вхідного патрубку.

4. Внутрішній діаметр патрубку пасивного потоку,  $d_{\Pi}$ :

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\Pi}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,02932}{3,14}} = 0,193 \text{ м} \quad (2.12)$$

5. Площа кільцевого перерізу приймальної камери (прохідного перерізу пасивного потоку),  $F_{\PiК}$ :

$$F_{\PiК} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{\PiК}} = \frac{1,466}{50} = 0,2932 \text{ м}^2 \quad (2.13)$$

де  $w_{\PiК} = 40 \dots 50 \text{ м/с}$  - швидкість пасивного потоку в кільцевому перерізі приймальної камери.

6. Діаметр приймальної камери,  $D_{\PiК}$ :

$$D_{\PiК} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\PiК}}{\pi} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2932}{3,14} + 0,03^2} = 0,196 \text{ м} \quad (2.14)$$

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		17

7. Площа кільцевого перерізу на зрізі сопла активного потоку (у перерізі "а-а"),  
 $d_{ПК,К}$

$$F_{ПК,К} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{К}} = \frac{1,466}{296,523} = 0,00494 \text{ м}^2 \quad (2.15)$$

де  $\omega_{К}$  - швидкість пасивного потоку в перерізі "а-а".

8. Діаметр конічної частини приймальної камери в перерізі "а-а",  $d_{ПК,К}$ :

$$d_{ПК,К} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{ПК,К}}{3,14} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00494}{3,14} + 0,03^2} = 0,0848 \text{ м} \quad (2.16)$$

### Геометричні розміри камери змішення і дифузора

1. Площа перерізу на вході в камеру змішення,  $F_K$  :

$$F_K = f_K \cdot F_a = 3,513 \cdot 0,000709 = 0,00249 \text{ м}^2 \quad (2.17)$$

де  $f_K = 3,513$  - відносна площа розширення каналу (з вікна програми).

2. Діаметр входу в конічну частину камери змішення  $d_K$ :

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot F_K}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00249}{3,14}} = 0,0563 \text{ м} \quad (2.18)$$

3. Площа перерізу циліндричної частини камери змішення,  $F_3$ :

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		18

$$F_3 = f_3 \cdot F_a = 0,574 \cdot 0,000709 = 0,000407 \text{ м}^2 \quad (2.19)$$

де  $f_3 = 0,574$  - геометрична міра розширення каналу на виході з камери змішення

4. Діаметр циліндричної ділянки камери змішення,  $d_3$ :

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000407}{3,14}} = 0,0227 \text{ м} \quad (2.20)$$

5. Довжина конфузорної частини камери змішення,  $l_K$ :

$$l_K = \frac{d_K - d_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_K}{2}} = \frac{0,0563 - 0,0227}{2 \operatorname{tg} \frac{6}{2}} = 0,321 \text{ м} = 321 \text{ мм} \quad (2.21)$$

де  $\alpha_K = 6^\circ$  - кут конфузорності камери змішення

6. Довжина циліндричної ділянки,  $l_3$ :

$$l_3 = 6 \cdot d_3 = 6 \cdot 0,0227 = 0,1362 \text{ м} \quad (2.22)$$

7. Довжина дифузора,  $l_4$ :

$$l_4 = 10 \cdot d_3 = 10 \cdot 0,0227 = 0,227 \text{ м} \quad (2.23)$$

8. Діаметр виходу з дифузора,  $d_4$ :

$$d_4 = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_4}{2} \cdot l_4 + d_3 = 2 \operatorname{tg} \frac{8}{2} \cdot 0,227 + 0,0227 = 0,0545 \text{ м} \quad (2.24)$$

де  $\alpha_4 = 8^\circ$  - кут розкриття дифузора.

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						19
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

### **3 Вибір оптимізаційного параметру та розрахунок режимних параметрів робочого середовища рідинно-парового ежектора**

У якості холодильного агенту контуру традиційної ПКТНУ використовуються фреони R134a, R410a, R32, а для схеми на базі РПЕ – вода (R718). В опалювальному контурі використовується мережева вода, у контурі випарника циркулює 27,4 %-ий розчин пропіленгліколя. Опалювана площа складає 46,5 м<sup>2</sup>, розрахункова зовнішня температура –20...+10 °С, розрахункова внутрішня температура +16...+22 °С, розрахункова температура ґрунту +5 °С. Температура мережевої води на вході до субкулера 40 °С, температура мережевої води на виході з конденсатора 55 °С. Температура конденсації холодильного агенту у контурі теплового насоса дорівнює +60 °С, температура випаровування – +5 °С. Вибір початкових та кінцевих параметрів робочих середовищ, які циркулюють у РПЕ, відбувався виходячи з максимальної ефективності його роботи. Тому, на основі розробленого авторами програмного комплексу для розрахунку вакуумної установки виконані розрахунки з оцінювання впливу ступеня підвищення тиску пасивного потоку в РПЕ на коефіцієнт інжекції та енергоефективність пристрою [7]. На рис. 2.1 подана ця залежність, що дозволяє виконувати вибір проміжного тиску між ступенями стиснення для системи вакуумування.

Для оцінювання можливості застосування води у якості робочого середовища для ПКТН у роботі використовуються числові методи дослідження, а саме термодинамічний, ексергетичний та термoeкономічний.

Термодинамічний розрахунок традиційних теплонасосних установок виконано за методикою, яка викладена у роботі [7].

Для оцінювання енергетичної ефективності компресорних систем найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу [9]. Використання цього методу дозволяє однозначно виражати й ранжувати

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		20

різномірні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

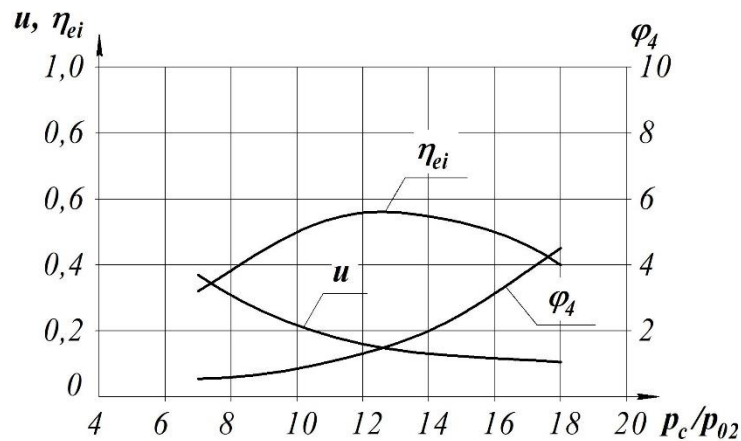


Рис. 2.1 – Графік залежності ступеня перевиробництва пари  $\psi_4$ , коефіцієнта інжекції та ефективного ККД  $\eta_{ei}$  від величини підвищення тиску пасивного потоку  $p_c/p_{02}$  при  $t_{01}=121-149$  °С,  $p_{01}=300-500$  кПа,  $p_{02}=5$  кПа

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній системі базується на сучасній термінології і положеннях, викладених у працях [7, 8].

Відповідно до цієї методології, основним показником під час порівняння схемних рішень слугує величина ексергетичної ефективності  $\varepsilon_{ex}$ :

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_p}{E_f},$$

де  $E_p$  – ексергія потоку продукту системи;

$E_f$  – ексергія потоку палива системи.

Цей розрахунок був проведений за допомогою програмного забезпечення [6].

## 4 Розрахунок конструктивних параметрів вакуумного агрегату та підбір апаратів

### 4.1 Тепловий розрахунок теплообмінника-підігрівача

Визначення теплового навантаження

$$Q_{\Pi} = m_A \cdot q_{\Pi} = 0,143 \cdot 88,78 = 12,696 \text{кВт}$$

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

$q_{\Pi} = c_A \cdot \Delta T_A = i_{1A} - i_5 = 486,6 - 397,82 = 88,78 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – питома теплого навантаження;

$c_A = 4,21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - теплоємність рідини в інтервалі  $T_{1A} \dots T_2$ ;

$T_{1A} = 104^\circ\text{C}$  – температура входу активного потоку в РПЕ ;

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

Температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{t_{1A} - t_5}{\ln \frac{t_{\Pi} - t_5}{t_{\Pi} - t_{1A}}} = \frac{116 - 85}{\ln \frac{210 - 85}{210 - 116}} = 108,76^\circ\text{C}$$

де  $t_{\Pi}$  - температура котельної пари

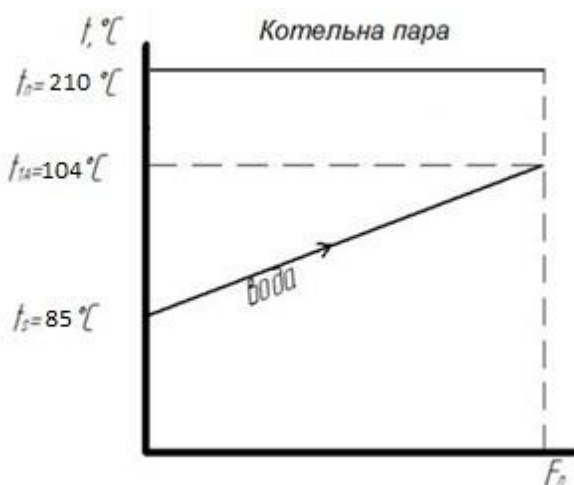


Рисунок 4.1 – Температурний напір у теплообміннику-підігрівачі

					К 025.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

Орієнтовочне значення коефіцієнта тепловіддачі

- для горизонтального кожухотрубного апарату з конденсацією пара у

$$k = 2000 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Теплопередавальна поверхня

$$F_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{k \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{12,696 \cdot 10^3}{2000 \cdot 108,76} = 0,0584 м^2$$

Витрата теплоносія

$$(m_{кп})_{Т-П} = \frac{1,02 \cdot Q_{\Pi}}{\Delta i_{Т-П}} = \frac{1,02 \cdot 12,696}{1899,6} = 0,0068 \frac{кг}{с}$$

Коефіцієнт 1,02 враховує втрати теплоти в довкілля.

$$\text{Для котельної пари } \Delta i_{Т-П} = r(t_{\Pi}) = r(210^{\circ}C) = 1899,6 \frac{кДж}{кг}$$

Зміна ексергії теплоносія

$$(\Delta E_{кп})_{Т-П} = (m_{кп})_{Т-П} \cdot \Delta e_{кп} = 0,0176 \cdot 737,524 = 12,9 кВт$$

Для котельної пари:

$$\Delta e_{кп} = r(t_{\Pi}) - T_{oc}(S'' - S') = 1899,6 - 293 \cdot (6,356 - 2,424) = 737,524 \frac{кДж}{кг}$$

$S'', S'$  - питома ентропія пари і конденсату при  $t_{\Pi}$ ;

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

## 4.2 Розрахунок сепаратора

Початкові дані

- масова витрата активного потоку,  $\dot{m}_A = 0,143 \frac{кг}{с}$ ;
- коефіцієнт ежекції РПК,  $\mu = 0,23806$ ;
- ступінь сухості насиченої пари на виході з РПЕ,  $x_4 = 0,1189$ ;
- тиск насиченої пари на виході з РПЕ,  $P_2 = 0,032$  бар;
- температура насиченої пари на виході з РПЕ,  $t_2 = 60$  °C;
- внутрішній діаметр нагнітального патрубку РПЕ,  $d_4 = 0,0545$  м;

					К 025.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		23

- допустиме винесення крапельної рідини,  $S = 25 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$ .

Розрахункова схема сепаратора для механічного розділення потоку змішування на виході з РПЕ представлена на рисунку 4.2.

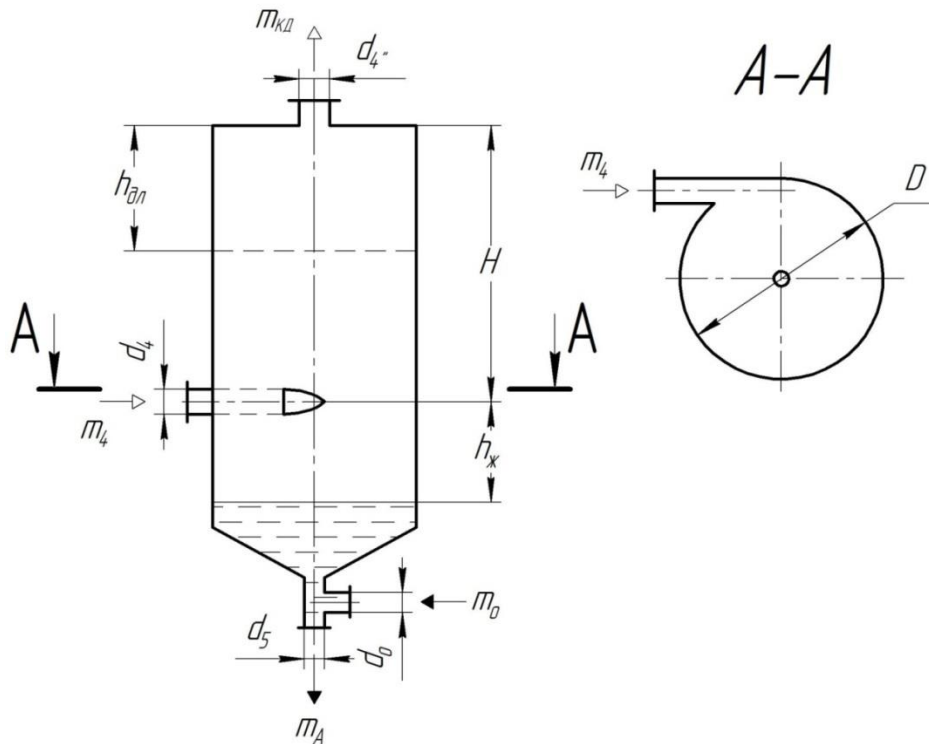


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема сепаратора

Позначення режимних і конструктивних параметрів на рис. 5.2:

$\dot{m}_4$  – масова витрата потоку змішування на виході з РПЕ;

$\dot{m}_{BA}$  – масова витрата парового потоку йде на випарний апарат;

$\dot{m}_0$  – масова витрата конденсату, що повертається в циркуляційний контур СТК-модуля з випарного апарату;

$\dot{m}_A$  – масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку);

$d_4, d_4^*, d_5, d_0$  – внутрішні діаметри патрубків підведення і відведення робочого середовища в різних фазових станах;

$D$  – внутрішній діаметр сепаратора;

					<i>К 025.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24



$H$  – висота апарату від рівня введення паро-рідинної суміші;

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

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

З відповідних інформаційних джерел [9, 10] визначаємо нижче наведені параметри:

$$v'_4 = 0.0010324 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, v''_4 = 2,8259 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \text{ – питомий об'єм рідкої і парової фаз;}$$

$$\rho'_4 = 968,62 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \rho''_4 = 0,354 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ – густина рідкої і парової фази;}$$

$$v'_4 = 0,28 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, v''_4 = 33,94 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \text{ – кінематична в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

$$\mu'_4 = 33,25 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu''_4 = 11,79 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{ – динамічна в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

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

Вибір наведених величин проводиться при температурі  $t_4 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$  і тиском  $P_4 = 0,17 \text{ бар}$ .

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

Питома об'єм і густина:

$$v_4 = \frac{(1 - x_4)}{\rho'_4} + \frac{x_4}{\rho''_4} = \frac{(1 - 0,1189)}{968,62} + \frac{0,1189}{0,354} = 0,337$$

або

$$\rho_4 = \frac{1}{v_4} = \frac{1}{0,337} = 2,97 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Кінематична в'язкість (з допущенням правила адитивності):

$$\begin{aligned} v_4 &= (1 - x_4) \cdot v'_4 + x_4 \cdot v''_4 = (1 - 0,1189) \cdot 0,28 \cdot 10^{-6} + 0,1189 \cdot 33,94 \cdot 10^{-6} \\ &= 4,28 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \end{aligned}$$

					<i>К 025.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

динамічна в'язкість:

$$\mu_4 = \frac{\nu_4}{\nu_4} = \nu_4 \cdot \rho_4 = 4,28 \cdot 10^{-6} \cdot 2,97 = 12,712 \cdot 10^{-6} \text{Па} \cdot \text{с}$$

#### 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;

$w_{\text{окр}}^2$  – окружна складова швидкості розділювального потоку насиченої пари (паракапельного середовища).

При розрахунку приймається умова:

$$w_{\text{окр}}^2 = w_4$$

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:

$$w_4 = \frac{\dot{m}_4 \cdot 4}{\rho_4 \cdot \pi \cdot d_4^2} = 30,94 \text{ м /с}$$

					К 02Б.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		26

Після підстановки отримаємо:

$$C_y = \frac{16 \cdot \bar{f} \cdot \dot{m}_4^2}{\pi^2 \cdot \mu_4^2 \cdot d_4^2} \cdot \frac{(\rho_4' - \rho_4'')}{\rho_4''} = \frac{16 \cdot 4 \cdot 0.42^2}{3.14^2 \cdot 12,712^2 \cdot 10^{-12} \cdot 0.0545^2} \cdot \frac{968.62 - 0.354}{0.354}$$
$$= 7.117 \cdot 10^{15} = 71.117 \cdot 10^{14}$$

де  $\dot{m}_4$  - масова витрата потоку Змішування на виході з РПЕ:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_A \cdot (1 + u) = 0.407 \cdot (1 + 0.04147) = 0.42 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

При:

$C_y < 1.8 \cdot 10^{14}$  - має місце ламінарний режим сепарації;

$1.8 \cdot 10^{14} < C_y < 2.75 \cdot 10^{14}$  - зона перехідного режиму;

$C_y > 2.75 \cdot 10^{14}$  - область турбулентного режиму.

Тоді  $C_y = 71.117 \cdot 10^{14} > 2.75 \cdot 10^{14}$  - область турбулентного режиму.

Залежно від режиму сепарації перенесення крапельної рідини з паровим потоком розраховується за такими формулами:

Для ламінарного режиму:

$$S = 0.23 \cdot 10^{-8} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.63}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Для перехідного режиму:

$$S = B \cdot C_y^{3.71} \cdot K_p^{-0.73} \cdot \left( \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_4' - \rho_4'')}} / H \right)^{1.32}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Для турбулентного режиму:

$$S = 0.525 \cdot 10^{-7} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.27} \cdot \left( \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_4' - \rho_4'')}} / H \right)^{0.91}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

У даних рівняннях величиною  $K_p$  позначений критерій, який характеризує відношення абсолютного тиску в системі до скачка тиску на межі поділу фаз.

Його вираз записується у вигляді:

					К 02Б.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$K_p = \frac{P}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')}} = \frac{P_4}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}} =$$

$$= \frac{101325}{\sqrt{630 \cdot 10^{-4} \cdot 9.81 \cdot (968.62 - 0.354)}} = 4142$$

де  $P_4$  береться в Па, а  $\sigma$  в  $\frac{Н}{м}$ .

Тоді для турбулентного режиму перенесення краплинної рідини буде дорівнювати:

$$S = 0.525 \cdot 10^{-7} \cdot (71.117 \cdot 10^{14})^{0.87}$$

$$\cdot 4142^{-0.27} \cdot \left( \frac{\sqrt{\frac{630 \cdot 10^{-4}}{9.81 \cdot (968.62 - 0.354)}}}{1.5} \right)^{0.91} = 207.816 \frac{МГ}{КГ}$$

Отримане значення перенесення порівнюємо з допустимим значенням, представленим у вихідних даних. За умови  $S > S_{\text{доп}}$  виконується перерахунок критеріїв з прийняттям нового значення  $\bar{f}$ .

$S = 207.816 \frac{МГ}{КГ} < S_{\text{доп}} = 25 \frac{г}{кг}$  – умова виконується.

Діаметр сепаратора:

$$D = d_4 \sqrt{\bar{f}} = 0.048 \cdot \sqrt{4} = 0.096 = 0,1 \text{ м}$$

Висота апарата від рівня введення паро-рідинної суміші:

$$H = 5D = 5 \cdot 0.1 \cong 0,5 \text{ м}$$

Відстань рівня рідини щодо введення потоку на сепарацію:

$$h_{\text{ж}} = D \approx 0.1 \text{ м}$$

Висота установки дірчастого листа або жалюзі.

$$h_{\text{дл}} = D \approx 0.1 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в рідкому стані:

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_A}{\pi \cdot \rho'_4 \cdot w_5}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.143}{3.14 \cdot 968.62 \cdot 3}} = 0,079 \text{ м}$$

					<i>К 025.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		28

де  $w_5$ - швидкість відводу рідкої робочого середовища, приймаємо  $w_5 = 3$  м/с

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

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_A \cdot u \cdot (\psi_4 - 1) = 0.143 \cdot 0.23806 \cdot (1.112 - 1) = 0,0038 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де  $\psi_4 = 1,165$ –коефіцієнт перевиробництва пара.

Масова витрата парового потоку, що йде на випарний апарат:

$$\dot{m}_{BA} = \dot{m}_A \cdot u \cdot \psi_4 = 0.143 \cdot 0.23806 \cdot 1.112 = 0,0379 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в паровому стані:

$$d_{4''} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{BA}}{\pi \cdot \rho_4'' \cdot w_{BA}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0379}{3.14 \cdot 0.354 \cdot 50}} = 0.052 \text{ м}$$

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

#### 4.3 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:

$$\Delta P_H = P_a - P_4 = 200 - 100 = 100 \text{ кПа} = 18,36 \text{ м. вод. ст.}$$

де  $P_a = 200$  кПа–тиск активного потоку;

$P_4 = 100$  кПа– тиск насиченої пари на виході з РПЕ;

Потужність циркуляційного насоса:

$$N_H = \frac{V_H \cdot \Delta P_H}{\eta_H \cdot \eta_{ДВ}}, \text{ кВт}$$

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

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		29

$\eta_{\text{н}} = 0.75$ —ккд насоса;

$\eta_{\text{дв}} = 0.9$ —ккд електродвигуна.

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

$$V_{\text{н}} = \frac{\dot{m}_{\text{А}}}{\rho'_4} = \frac{0.143}{968.62} = 0.000148 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,534 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

де  $\dot{m}_{\text{А}} = 0,143 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ —масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку)

$\rho'_4 = 968,62 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ —густина рідини в циркуляційному контурі.

Тоді потужність насоса:

$$N_{\text{н}} = \frac{0.000148 \cdot 60}{0.75 \cdot 0.9} = 0.131 \text{ кВт}$$

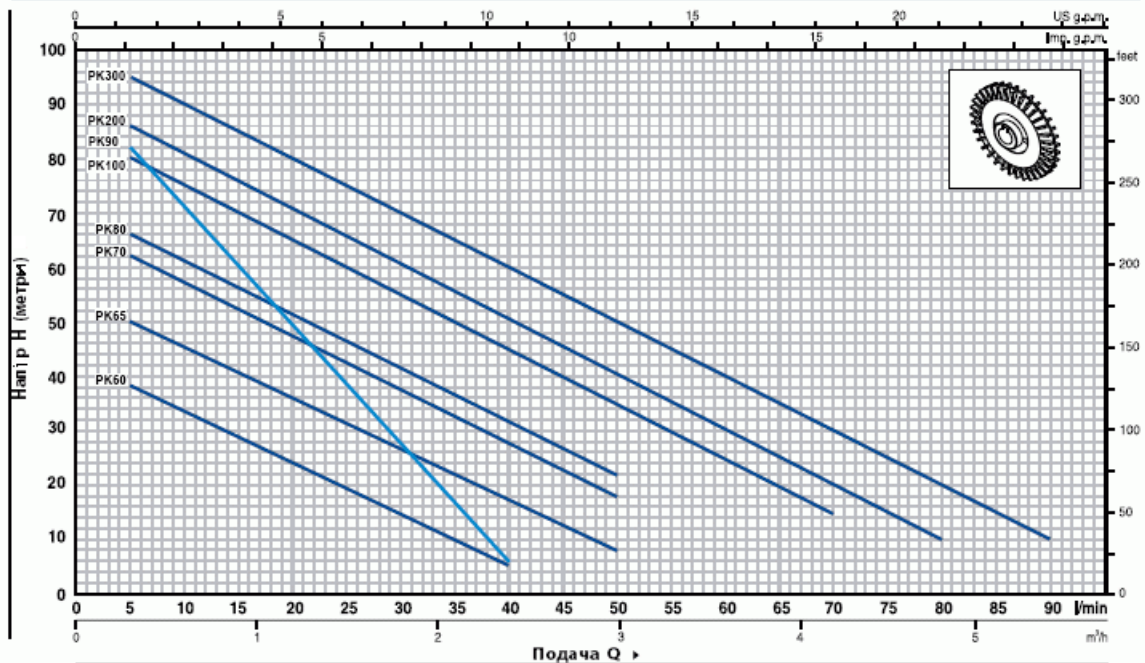
Виходячи з розрахованих даних підбираємо по каталогу насос Pedrollo РКм 65:

1. Вихровий насос з чавунним корпусом.
2. Робоче колесо – латунь.
3. Подача до 50 л/хв. (3 м<sup>3</sup>/год)
4. Напір до 50 м
5. Манометрична висота всмоктування до 8 м
6. Температура рідини від -10 до +60°C
7. Максимальна температура довкілля +45°C

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		30

### ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

50 Гц n= 2900 об/хв Н5= 0 м

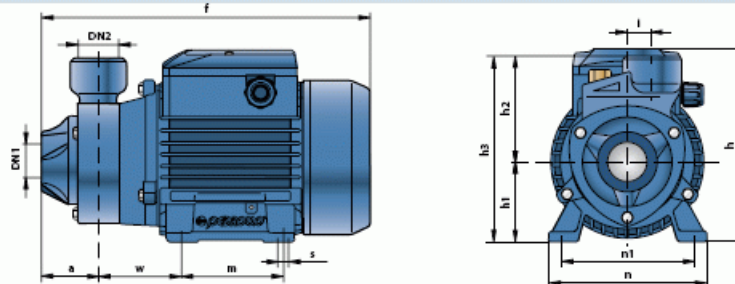


ТИП		ПОТУЖИВІСТЬ		Q	Q															
Однофазний	Трьохфазний	кВт	л.с.		м³/год	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4	
PKm 60°	PK 60°	0,37	0,50	л/хв	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90		
PKm 65	PK 65	0,50	0,70	Н метри	40	38	33,5	29	24	19,5	15	10	5							
PKm 70	PK 70	0,60	0,85		55	50	45,5	40,5	36	31	27	22	17	8						
PKm 80	PK 80	0,75	1		65	62	57	52	47	42	37	32	27	18						
PKm 90	PK 90	0,75	1		70	66	61	56	51	46	41	36,5	31	22						
PKm 100	PK 100	1,1	1,5		90	82	71	60	49	38	27	17	5							
PKm 200	PK 200	1,5	2		85	80	75	70	65	60	55	50	45	35	25	15				
-	PK 300	2,2	3		90	86	81	76	71	65,5	60	55	50	40	30	20	10			
					100	95	90	85	80	75	70	65	60	50	40	30	20	10		

Q = Подача Н = Общий манометрический напор Н5 = Высота всасывания

Допуск характеристик в соответствии до EN ISO 9906

### РАЗМЕРЫ И ВЕС



ТИП		ПАТРУБКИ		РОЗМІРИ ММ											кг		
Однофазний	Трьохфазний	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	10,1	9,0										
PKm 80	PK 80			180	71	10,1	9,0										
PKm 90	PK 90	¾"	¾"	58	282			95	166		90	140	112	62		10,2	9,2
PKm 100	PK 100	1"	1"	55	350	212	80	94	174	20	100	164	125	85	9	14,4	12,4
PKm 200	PK 200															15,5	13,4
-	PK 300															-	15,6

Рисунок 4.3 – Характеристики циркуляционного насоса Pedrollo PKm 60





Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего насыщенный водяной пар

Исходные данные		Результаты расчета					
Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_01, С	116	<b>Рабочая струя пара</b>					
Давление рабочей среды на входе в активное сопло P_01, бар	2	t_01н, С	delta_t_01, град.	(1-e_s0)	h_01, кДж/кг	s_01, кДж/(кг*К)	w_f, м/с
Давление смеси на выходе из эжектора P_4, бар	0,2	120,23	4,23	0,13	486,6	1,4842	7,315
Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a, бар	0,032	w_a, м/с	v_a, м³/кг	x_a	s_a, кДж/(кг*К)	f_a	z_a
Давление рабочей среды на входе в пассивное сопло P_02, бар	0,032	302,671	5,9	0,1373	1,4936	134,942	75,95
Массовое содержание влаги во вторичном паре x_п	1	<b>Инжектируемая струя пара</b>					
Коэффициент расхода входного участка сопла	0,97	v_02, м³/кг	h_02, кДж/кг	s_02, кДж/(кг*К)			
Коэффициент метастабильности расхода	1,03	42,99	2547,1	8,5546			
Угол диффузорности выходного участка эжектора, град.	8	<b>Приемная камера</b>					
Скоростные коэффициенты элементов эжектора:		w_k, м/с	v_1, м³/кг	Beta_1	M_1	f_1	
- активного сопла	0,97	296,523	5,94	1	1,86	1,027	
- входного участка	0,98	P_2, бар	x_2	v_2, м³/кг	h_2, кДж/кг	M_2	f_k
- пассивного сопла	0,95	0,022	0,9859	60,37	2545,2	0,7	3,513
- диффузора	0,92	<b>Камера эжектора</b>					
KPD_s	0,8	P_n, бар	P_3, бар	x_3	Beta_3	w_3, м/с	
n	0,5	0,058	0,154	0,1255	0,9992	109,786	
M_3	0,7	v_3, м³/кг	f_3	s_3, кДж/(кг*К)	h_3, кДж/кг		
		0,00101	0,574	1,6702	525,9		
		<b>Диффузор</b>					
		v_4, м³/кг	x_4	Beta_4	h_4, кДж/(кг*К)	s_4, кДж/кг	
		0,00102	0,1189	0,999	2297,82	6,976	
		<b>Достижимые показатели</b>					
		U_k	Psi_4	KPD_ei			
		0,23806	1,112	0,619			

Запуск расчета

Рисунок 5.2 – Результаты розрахунку режимних параметрів рідинно-парового ежектора

Таблица 5.1 – Режимні параметри теплонасосних установок

<b>R134a</b>	<b>1</b>	<b>2s</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
t, °C	25	76	82	60	55	10	16,8
p, бар	4,17	16,8	16,8	16,8	16,8	4,17	4,17
h, кДж/кг	417,38	448	455,65	287,2	279,33	279,33	409,51
v, м³/кг	0,05325	–	–	–	–	–	–
<b>R410a</b>	<b>1</b>	<b>2s</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
t, °C	25	87,2	118,2	60	55	7,9	15,86

p, бар	4,19	16,7	16,59	18,4	18,4	4,19	4,19
h, кДж/кг	424,25	458,9	487,61	281,1	273,96	273,96	417,11
v, м3/кг	0,058	–	–	–	–	–	–
<b>R32</b>	<b>1</b>	<b>2s</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
t, °C	25	116,5	128,5	60	55	9,7	12,6
p, бар	10,91	39,6	39,6	39,6	39,6	10,91	10,91
h, кДж/кг	536	597,7	613,125	323,9	308,5	308,5	520,6
v, м3/кг	0,033	–	–	–	–	–	–
<b>R718</b>	<b>1п</b>	<b>1к</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
t, °C	25	60	60	60	55	15	15
p, бар	0,032	0,2	0,2	0,2	0,2	0,017	0,017
h, кДж/кг	2545,2	2297,82	2608,7	253,461	230,21	230,21	2523,87
v, м3/кг	42,99	–	–	–	–	–	–

Для оцінювання енергетичної ефективності вакуумного агрегата на базі РПЕ найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу. Використання цього методу дозволяє однозначно виражати й ранжувати різноманітні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній вакуумній системі базується на сучасній термінології і положеннях, викладених у працях [2, 7, 8]. Проведення ексергетичного аналізу виконують з такими покроковими процедурами:

- вибирають межі системи;
- складають формалізовану схему ексергетичних перетворень у цілому і за компонентами системи;

- розраховують значення ексергетичних потоків, що перетинають межі системи або компонентів;
- виконують класифікацію ексергетичних потоків на категорії «паливо», «продукт», «деструкція», «втрати»;
- визначають показники (критерії) ексергетичного аналізу;
- визначають напрямки оптимізації системи в цілому або окремих її компонентів.

Відповідно до цієї методології основним показником під час порівняння схемних рішень слугує величина ексергетичної ефективності  $\varepsilon_{ex}$ :

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F}, \quad (5.1)$$

де  $E_P$  – ексергія потоку продукту (product) системи;

$E_F$  – ексергія потоку палива (fuel) системи.

Різниця значень  $E_F$  та  $E_P$  дає значення деструкції  $E_D$  і втрат ексергії  $E_L$  у процесах енергоперетворень у даній системі, тобто

$$E_D + E_L = E_F - E_P. \quad (5.2)$$

Необхідно відзначити, що величина  $E_D$  характеризує рівень дисипативних втрат за рахунок внутрішньої незворотності, а  $E_L$  зумовлена наявністю зовнішнього теплообміну компонентів системи з довкіллям.

Застосування ексергетичного аналізу даного виду не потребує залучення ентропійного аналізу для розрахунку загальної деструкції та втрат ексергії в системі, як це впливає з рівняння (5.2).

Схема ексергетичних перетворень у традиційній теплонасосній установці та в установці на базі рідинно-парового ежектора зображена на рис. 4.3.

					<i>K 025.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		35

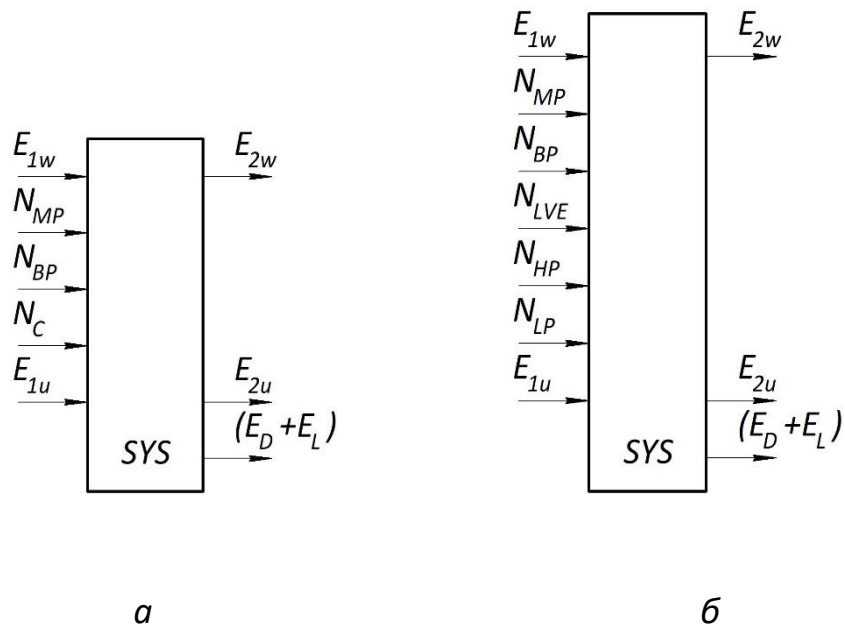


Рис. 4.3 – Схема ексергетичних перетворень: *a* – традиційної теплонасосної установки, *б* – установки на базі РПЕ

Розпишемо рівняння ексергетичної ефективності:

– для традиційних схем

$$\varepsilon_{ex1} = \frac{E_{2w} - E_{1w}}{N_{MP} + N_{BP} + N_C + (E_{1u} - E_{2u})} \quad (4.1)$$

– для схеми з рідинно-паровим ежектором

$$\varepsilon_{ex1} = \frac{E_{2w} - E_{1w}}{N_{MP} + N_{BP} + N_{LVE} + N_{HP} + N_{LP} + (E_{1u} - E_{2u})} \quad (4.2)$$

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

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

$N_{MP}$  – 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 розрахунку режимних і енергетичних параметрів по порівняльним схемам наведені у табл. 5.1, ексергетичні показники – у табл. 5.2.

					<i>К 025.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		37

Таблиця 5.1 – Режимні і енергетичні параметри варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування параметру	R134a	R410a	R32	R718
1	Масова витрата холодильного агента, кг/с	0,473	0,427	0,274	0,034
2	Масова витрата пропіленгліколю, кг/с	3,224	3,2	3,04	4,083
3	Масова витрата мережевої води, кг/с	3,819	3,819	3,819	3,819
4	Теплові навантаження на апарати, кВт:				
	– конденсатор	79,73	79,73	79,73	79,73
	-випарник	61,575	61,12	58,11	77,98
	– регенеративний теплообмінник	3,722	3,048	4,219	0,79
5	Потужність компресора, кВт	19,278	28,478	22,24	–
6	Потужність рідинно-парового ежектора, кВт	–	–	–	13,59
7	Потужність розсільного насоса, кВт	4,623	4,58	4,35	5,85
8	Потужність мережевого насоса, кВт	1,085	1,085	1,085	0,543
9	Потужність циркуляційного насоса, кВт	-	-	-	0,135
10	Потужність насоса теплоносія, кВт	-	-	-	0,268
11	Коефіцієнт перетворення циклу	4,135	2,799	3,58	5,87

Таблиця 5.2 – Ексергетичні показники варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування параметру	R134a	R410a	R32	R718
1	Ексергія потоку продукту, кВт	515,43	515,43	515,43	515,43
2	Ексергія потоку палива, кВт	2675,19	2684,34	2677,88	1795,92
3	Ексергетична ефективність	0,193	0,192	0,192	0,287

## 6 Охорона праці

### 6.1 Загальні вимоги промислової безпеки

Будь-яке використання вакуумної системи (або її компонентів) з метою, для яких вона не призначена, вважається неправильним і, отже, може спричинити її пошкодження та становити серйозну небезпеку для оператора. Нижче наведено приклади неправильного використання вакуумної системи, які не допускаються за жодних обставин.

Не використовуйте вакуумну систему у вибухонебезпечному чи агресивному середовищі або в середовищі з високою концентрацією пилю чи олійних речовин у повітрі, а також у атмосфері, що містить вибухонебезпечні, горючі чи корозійні гази чи гази, що утворюють частинки.

- Використання вакуумної системи в такому середовищі та з такими типами газів може спричинити пошкодження, вибух, спалах або серйозну несправність системи.

- Не використовуйте неоригінальні запасні частини або деталі, які не надані виробником.

- Не використовуйте вакуумну систему для перекачування твердих матеріалів, хімікатів, порошків, розчинників або інших речовин, відмінних від допустимих. Такі типи матеріалів можуть пошкодити агрегат, погіршити його продуктивність або скоротити термін служби.

- Не піддавайте вакуумну систему впливу опадів, пари або надмірної вологості.

- Не встановлюйте та не зберігайте систему поблизу горючих або вибухонебезпечних матеріалів або речовин.

- Не використовуйте автоматичну вакуумну систему як компресор.

					К 025.00.00.00 ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Шумове випромінювання Автоматична вакуумна система була розроблена і зібрана таким чином, щоб випромінювання шуму було мінімальним. Рівні звукового тиску, вказані на шильдику з технічними даними, були виміряні при максимальному вакуумі та натиску на виході відповідно до UNI EN 2151 (Європейський Стандарт 2151 Італійського Інституту Стандартизації).

#### ВСТАНОВЛЕННЯ

#### ОТРИМАННЯ ТА ПЕРЕВІРКА ЗМІСТОГО

При отриманні вакуумної системи перевірте, щоб упаковка була цілою. Якщо вона не пошкоджена, розпакуйте вміст та перевірте систему. Якщо упаковка має ознаки пошкодження через умови транспортування та зберігання, негайно повідомте експедитора та виробника. Необхідно завжди перевіряти, щоб отриманий товар відповідав доданій документації. Необхідно відкривати упаковку, дотримуючись усіх запобіжних заходів, щоб уникнути заподіяння шкоди людям та вмісту упаковки.

#### УПАКОВКА

Автоматичні вакуумні системи упаковуються в ящики, які встановлюються на один або кілька палетів; ящики можуть бути обгорнуті плівкою або захисними листами картону залежно від моделі. Дошки палетів можна використовувати повторно або переробити відповідно до чинного законодавства країни використання вакуумної системи. Інші матеріали, такі як картон, пластмаса або захисна плівка, повинні бути утилізовані відповідно до місцевих правил. Забороняється спалювати або викидати компоненти упаковки у навколишньому середовищі.

ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ВАНТАЖНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ РОБОТИ НЕБЕЗПЕЧНО

					К 025.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		41

Всі операції з транспортування, вантажно-розвантажувальних робіт повинні здійснюватися кваліфікованим та досвідченим персоналом. Вакуумну систему та складові її компоненти необхідно піднімати та переміщати вилковим навантажувачем, використовуючи спеціальні ремені для підйому або платформи для переміщення.

**НЕ ВИКОРИСТОВУЙТЕ** місця для кріплення на окремих компонентах, щоб підняти всю систему.

**ПОПЕРЕДЖЕННЯ** При використанні ременів для підйому, закріплювати їх потрібно з особливою обережністю. Вони не повинні спиратися на такі частини системи, як електронна панель, трубки або фільтри, необхідно також запобігти перевертанню системи.

#### **ЗБЕРІГАННЯ**

Злийте з насоса масло та закрийте впускний та вихідний отвори відповідними захисними пробками. Автоматичну вакуумну систему необхідно зберігати в оригінальній упаковці в закритому, сухому, захищеному місці, не впливаючи на яскраве сонячне світло.

#### **6.2 Вимоги вибухобезпеки, пожежної та електричної безпеки**

Небезпека ураження електричним струмом Електричне обладнання у вакуумній системі включає струмоведучі частини, які при контакті з ними можуть заподіяти серйозні пошкодження людям та майну. Будь-яке втручання в електричну систему має здійснюватися кваліфікованим персоналом.

Небезпека виникнення пожежі Використання автоматичної вакуумної системи в заборонених або непризначених даним керівництвом цілях, а також відсутність належного обслуговування можуть викликати несправність з ризиком перегріву та виникнення пожежі. У разі пожежі не використовуйте воду для гасіння полум'я, лише порошкові, CO2 або інші засоби пожежогасіння,

					<i>К 025.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		42

які можна використовувати за наявності напруги та мастильних матеріалів в електричному обладнанні.

### 6.3 Вимоги екологічної безпеки

Автоматичну вакуумну систему необхідно встановлювати в критому і досить освітленому приміщенні зі стійкою підлогою, здатною витримати її вагу. Зона установки повинна відповідати всім вимогам до висоти, циркуляції повітря та відповідати вимогам чинного законодавства. Температура, вологість та висота Відповідні граничні значення наведено у таблиці технічних даних. Будь ласка, зв'яжіться з виробником, якщо умови довкілля відрізняються від необхідних. Освітлення Усі зони повинні бути рівномірно і достатньо освітлені для забезпечення всіх операцій, що наводяться в цьому посібнику, без тіней, відображень, відблисків та напруги для зору.

**ВСТАНОВЛЕННЯ АВТОМАТИЧНОЇ ВАКУУМНОЇ СИСТЕМИ** Для забезпечення правильної роботи вакуумної системи необхідно розташувати її відповідно до таких умов:

- Залиште достатньо місця (не менше 500 мм) навколо системи та між складовими її компонентами. Переконайтеся, що вентиляція насоса / двигуна є достатньою.
- Переконайтеся, що простір біля вакуумної системи дозволяє легко проводити огляд та обслуговування, а також забезпечує швидкий доступ до кріпильних елементів.
- Вакуумна система, насосний агрегат та бак системи мають точки кріплення; слід правильно розміщувати та закріплювати їх на ідеально горизонтальній рівній поверхні, щоб запобігти перекиданню та/або зсуву. За запитом можуть бути надані спеціальні амортизатори, що регулюються, які дозволяють ідеально встановити систему.

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		43

- Необхідно забезпечити вентиляцію в приміщенні або всередині кожуха основної частини вакуумної системи та запобігти виходу повітря з випускного або охолоджуючого вентилятора, оскільки це може створити незручності для персоналу. **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** Не встановлюйте автоматичну вакуумну систему в зоні з пилом та іншими речовинами, які можуть засмічити або швидко покрити поверхні теплообмінника (за наявності).

					<i>К 025.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		44

## Висновки

Виконавши розрахунок теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога», можна зробити наступні висновки:

1. Застосування рідинно-парового ежектора дає змогу модернізувати теплонасосну установку на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога», замінивши двоступеневий пароструминний ежектор з низькою ефективністю 2-10%.

2. В результаті термодинамічного розрахунку було виявлено, що застосування рідинно-парового ежектора в системах індивідуального опалення житлових приміщень, дає змогу підвищити коефіцієнт перетворення циклу теплового насосу порівняно з традиційними аналогами в середньому на 40 %.

3. В результаті ексергетичного аналізу визначено ексергетичну ефективність рідинно-парового ежектора у складі теплового насосу та доцільність його застосування для системи індивідуального опалення. Вона становить 0,287, що в середньому у 1,5 рази вище, ніж у традиційних. 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.

Дана робота є початковим етапом дослідження доцільності застосування рідинно-парового ежектора у складі теплового насоса на базі сонячного колектора для системи опалення «тепла підлога». Подальшим етапом буде виконання дослідження різних режимів роботи рідинно-парового ежектора і виконання термoeкономічного розрахунку ефективності пропонованої схеми.

					К 02Б.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		45

## Перелік посилань

4. Варламов Г.Б., Любчик Г.М., Малярєнко В.А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: підручник. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2003. – 232 с.
5. Арсєньєв В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.
6. Арсєньєв В. М., Мелєйчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсєньєв, С. С. Мелєйчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
7. Шарапов С. О. Енергозбереження в компресорних системах [Текст]: навч. посіб. / С.О. Шарапов. – Суми: СумДУ, 2020. – 147 с.
8. Терещєнко Ю. М. Теорія теплових двигунів / Ю. М. Терещєнко, Л. Г. Бойко, С. О. Дмитрієв, Є. М. Карпов, М. С. Кулик. – К. : Вища школа, 2001. – 381 с.
9. 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.
10. Lazzaretto A, Tsatsaronis G. On the calculation of efficiencies and costs in thermal systems. In: Aceves SM, Garimella S, Peterson R, editors. Proceedings of the ASME advanced energy systems division, vol. 39. New York: ASME; 1999. p. 421–30.
11. Tsatsaronis, G. Application of Thermoeconomics to the Design and Synthesis of Energy Plants, article published in topic "Energy" in: Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), developed under the Auspices of UNESCO, EOLSS Publishers, Oxford, UK, 2006.
12. Lazzaretto A, Toffolo A. A critical review of the thermoeconomic diagnosis methodologies for the location of causes of malfunctions in energy systems. ASME paper IMECE 2003-42688. Proceedings of IMECE 2003, ASME Int

					<i>К 02Б.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		46

Mech Eng congress and R&D exposition. Washington DC, USA, November 15–21; 2003.

13. eThermo Thermodynamics & Transport Properties. Calculation Platform  
[режим доступу <http://www.ethermo.us/default.aspx>]

14. [https://www.bibus.ua/fileadmin/product\\_data/DVP/documents/DVP\\_Vacuum\\_pumps\\_CPA\\_Manual\\_en.pdf](https://www.bibus.ua/fileadmin/product_data/DVP/documents/DVP_Vacuum_pumps_CPA_Manual_en.pdf)

					<i>K 025.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47