

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
за освітньо-професійною програмою
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
на тему «Вакуумний агрегат на базі рідинно-
парового ежектора для відкачування
пароповітряної суміші з конденсаторів парових
турбін»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи

Гусєв Микита Андрійович

(прізвище, ім'я по батькові)

_____ (підпис здобувача)

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

Керівник роботи _____
(підпис)

Шарапов С. О.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доц., ст. викл. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

Завідувач кафедри _____
(підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

Суми 2022

Зміст

	С.
Вступ.....	3
Початкові дані.....	7
1 Базова схема вакуумування.....	8
2 Установка на базі рідинно-парового ежектора.....	11
2.1 Принципова схема вакуумного агрегату на базі рідинно-парового ежектора.....	12
2.2 Робочий процес рідинно-парового ежектора.....	13
2.3 Розрахунок параметрів робочого середовища рідинно-парового ежектора.....	14
3 Вибір оптимізаційного параметру та розрахунок режимних параметрів робочого середовища рідинно-парового ежектора.....	22
4 Розрахунок конструктивних параметрів вакуумного агрегату та підбір апаратів.....	25
4.1 Тепловий розрахунок теплообмінника-підігрівача.....	25
4.2 Розрахунок сепаратора.....	26
4.3 Підбір циркуляційного насоса.....	32
5 Розрахунок енергоефективності циклу.....	35
6 Охорона праці.....	44
6.1 Загальні вимоги промислової безпеки.....	44
6.2 Вимоги вибухобезпеки, пожежної та електричної безпеки.....	44
6.3 Вимоги екологічної безпеки.....	47
Висновки.....	49
Перелік посилань.....	50

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Гусєв</i>			Вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора для відкачування пароповітряної суміші	<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>		<i>Щарапов</i>				2	51	
<i>Реценз.</i>						<i>СумДУ, гр. ХК-81</i>		
<i>Н. контр.</i>		<i>Щарапов</i>						
<i>Затв.</i>		<i>Вансєв</i>						

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 згорання, що є, зокрема, основним фактором глобального потепління [1-3].

Енергоощадне теплопостачання промислових та побутових приміщень за останнє десятиріччя набуло загальнодержавного значення, оскільки спостерігається постійне зростання цін на енергоносії і відбувається активний пошук альтернативних джерел енергії. Водночас, відбувається стрімкий перехід від централізованого опалення до локального, що потребує зменшення потужності існуючих ТЕЦ зі збільшенням їх ККД. Однією з тенденцій розвитку сучасної енергетики є створення енергоблоків малої і середньої потужності (1,5-150 МВт) на основі газотурбінних установок (ГТУ). При цьому у великій енергетиці найбільше поширення отримали комбіновані парогазові установки (ПГУ) з реалізацією циклу Ренкіна в парових турбінах різної потужності. Крім того, на основі використання залишкової теплоти вихлопних газів ГТУ може бути реалізований цикл теплофікації, що забезпечує високу ефективність термодинамічних процесів в енергоблоках такого типу [4].

У зв'язку з підвищенням цін на природний газ, палива, що є основним видом, в ПГУ, в розвинених країнах почалося освоєння енерготехнологій, пов'язаних з газифікацією кам'яного і бурого вугілля, продуктів переробки нафти для отримання паливного газу ГТУ. Такий напрям розвитку теплоенергетики є дуже актуальним для України, враховуючи наявні запаси вугілля, але у зв'язку з високою наукоємністю цього напрямку робіт, доцільно розширювати пошуки і інших перспективних напрямках. Зокрема, доцільно розвивати науково-дослідні і конструкторські роботи з метою створення і

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		3

впровадження в експлуатацію низькотемпературних (температура робочого середовища 423-473 К) установок енергоутилізацій малої потужності (1,0-4,0 МВт), працюючих у складі енерготехнологічних установок різного призначення. Такі установки можуть отримати застосування вже сьогодні, будучи економічно вигідним доповненням до діючих ГТУ простого або складного робітника циклу малої і середньої потужності (6,0-25,0 МВт), працюючих як на природному газі, так і на продуктах газифікації.

Так, за останні десятиріччя перспективним напрямом модернізації теплових електростанцій є оснащення їх газотурбінними та паротурбінними установками малої потужності. Ці установки мають особливі конструкції основного і допоміжного устаткування, режими роботи і управління. ПГУ на природному газі - єдині енергетичні установки, які в конденсаційному режимі роботи відпускають електроенергію з електричним ККД більше 58%.

В енергетиці реалізований ряд теплових схем ПГУ, що мають свої особливості і відмінності в технологічному процесі. Відбувається постійна оптимізація як самих схем, так і поліпшення технічних характеристик її вузлів і елементів. Основними показниками, що характеризують якість роботи енергетичної установки, являються її продуктивність і надійність.

Парогазові установки (у англomовному світі використовується назва combined cycle power plant) – порівняно новий тип генеруючих станцій, працюючих на газі або на рідкому паливі. Принцип роботи найекономічнішої і поширенішої класичної схеми такий. Пристрій складається з двох блоків: газотурбінною (ГТУ) і паросиловою (ПС) установок. У ГТУ обертання валу турбіни забезпечується такими, що утворилися в результаті спалювання природного газу, мазуту або солярки продуктами горіння - газами. Згорання газотурбінної установки, що утворилися в камері, продукти горіння обертають ротор турбіни, а та, у свою чергу, крутить вал першого генератора [5].

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

У першому, газотурбінному, циклі ККД рідко перевищує 38%. Що відпрацювали в ГТУ, але продукти горіння, що все ще зберігають високу температуру, поступають в так званий котел-утилізатор. Там вони нагрівають пару до температури і тиску (500 градусів за Цельсієм і 80 атмосфер), достатніх для роботи парової турбіни, до якої приєднаний ще один генератор. У другому, паросиловому, циклі використовується ще близько 20% енергії згорілого палива. В сумі ККД усієї установки виявляється близько 58%.

Найбільш доцільними сферами застосування низькотемпературних установок енергоутилізації є газова промисловість (компресорні станції магістральних газопроводів), газопереробні і нафтопереробні заводи, оскільки пентан і бутан, природні продукти нафто- і газопереробки, є ефективними робочими середовищами низькотемпературного робочого циклу. Проте, традиційна вугільна теплоенергетика (з урахуванням поширення парових турбін малої потужності з протитиском) також є доцільною сферою застосування низькотемпературних ГТУ в літній період експлуатації за відсутності необхідних теплових навантажень.

Одним із основних способів досягнення високого термічного ККД паротурбінної установки є зниження параметрів пари за турбіною. Зі зниженням тиску і температури пари, що відпрацювала в турбіні, зменшується кількість теплоти, що передається холодному джерелу, що, як відомо з термодинаміки, при постійних параметрах свіжої пари підвищує потужність турбіни (за рахунок збільшення теплоперепаду на неї) і економічність циклу в цілому.

Зниження параметрів пари за турбіною зазвичай здійснюється до тиску, нижче барометричного, для чого необхідно забезпечити конденсацію пари, що відпрацював в турбіні. Цій меті і служить конденсаційна установка, яка, крім вищезгаданого призначення, забезпечує також отримання чистого конденсату для живлення парового котла (парогенератора), замикаючи цикл.

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

У сучасних парогазових установках для відкачування пароповітряної суміші використовуються пароструминні ежектори, які є, як правило, багатоступеневими, що суттєво знижує їх ефективність. У роботі пропонується модернізація існуючих установок шляхом застосування рідинно-парового ежектора, який є більш енергоощадним. Також розглянуто комбінацію роботи рідинно-парового ежектора як форвакуумного агрегату в поєднанні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом.

Проектна потужність установки 4 МВт, робоче середовище n-пентан. Як теплоносій для випаровування і перегрівання НРТ використовується вода від котла-утилізатора існуючої когенераційної установки.

Мета дослідження – підвищення ефективності вакуумної системи відкачування повітря з конденсатора парової турбіни.

Об'єкт дослідження – рідинно-паровий ежектор у складі вакуумної системи відкачування повітря з конденсатора парової турбіни.

Предмет дослідження – режимні та геометричні параметри рідинно-парового ежектора у складі вакуумної системи відкачування повітря з конденсатора парової турбіни.

Завдання дослідження:

1. Розглянути доцільність застосування рідинно-парового ежектора у складі вакуумної системи відкачування повітря з конденсатора парової турбіни.
3. Визначити оптимальні режими роботи рідинно-парового ежектора у складі вакуумної системи відкачування повітря з конденсатора парової турбіни та як форвакуумного агрегату в поєднанні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом.
4. Визначити ексергетичну ефективність застосування рідинно-парового ежектора у складі вакуумної системи відкачування повітря з конденсатора парової турбіни.

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

Початкові дані

- вакуумоване середовище: повітря;
- тиск всмоктування - 17 кПа;
- тиск нагнітання - 100 кПа;
- об'ємна продуктивність - 1,5 м³/хв

Параметри базової схеми відкачування повітря:

тиск повітря - 17 кПа;

тиск котельної пари - 9 бар;

температура котельної пари – 210 °С;

масова витрата котельної пари – 441 кг/год;

масова витрата відкачуваного повітря – 49 кг/год.

					КМ 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

Основне і допоміжне устаткування ПГУ-20

- 1) установка газотурбогенератора з паровим котлом-утилізатором (КУ);
- 2) паротурбінна установка:
 - парова турбіна;
 - генератор;
 - конденсатор;
 - діаератор;
 - конденсатні насоси;
 - підживлюючі насоси КТУ;
 - циркуляційні насоси КТУ;
 - устаткування системи мастила генератора з насосними агрегатами, маслоохолоджувачами і маслобаком;
 - блок агрегатів водяного охолодження генератора;
 - градирні;
 - апарати повітряного охолодження.
- 3) система пускового, паливного і імпульсного газу;
- 4) станційна система маслопостачання;
- 5) електротехнічне устаткування;
- 6) система автоматизованого управління і регулювання;
- 7) високовольтне устаткування і трансформатори власних потреб.

Принцип роботи парогазової установки базується на перетворенні теплової енергії газового потоку на механічну роботу обертання ротора газової турбіни, яка, у свою чергу, є приводом електричного генератора, а також додатковому виробленні електроенергії в паротурбогенераторному агрегаті за рахунок утилізації тепла вихлопних газів газової турбіни.

Перегріта пара вироблена в котлі 2, шляхом утилізації тепла вихлопних газів газотурбінного двигуна поступає до парової турбіни 3, де розширюючись

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		9

здійснює механічну роботу приводячи в обертання електрогенератор Г. Відпрацьована пара подається в конденсатор 4, де охолоджується і конденсується циркуляційною водою. Постачання циркуляційної води здійснюється насосом 5.

З конденсатора насосами 6 конденсат подається в деаератор 7, після чого деаерована вода подається живильними насосами 8 в паровий котел 2.

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10

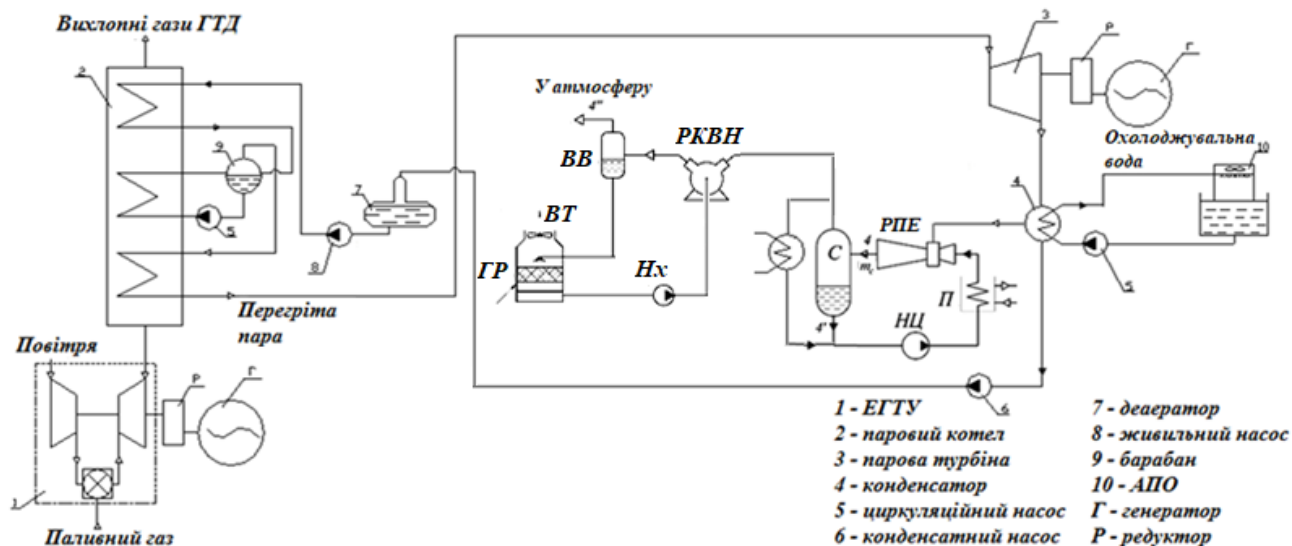


Рисунок 2.2 – Альтернативна схема вакуумування на базі РПЕ з рідинно-кільцевим вакуумним насосом: РПЕ – рідинно-паровий ежектор, С – сепаратор, НЦ – циркуляційний насос, П – теплообмінник-підігрівач, РКВН – рідинно-кільцевий вакуумний насос, ВВ – відділювач води, ВТ – вентилятор, ГР – градирня, Нх – насос холодоносія

2.1 Принципова схема вакуумного агрегату на базі рідинно-парового ежектора

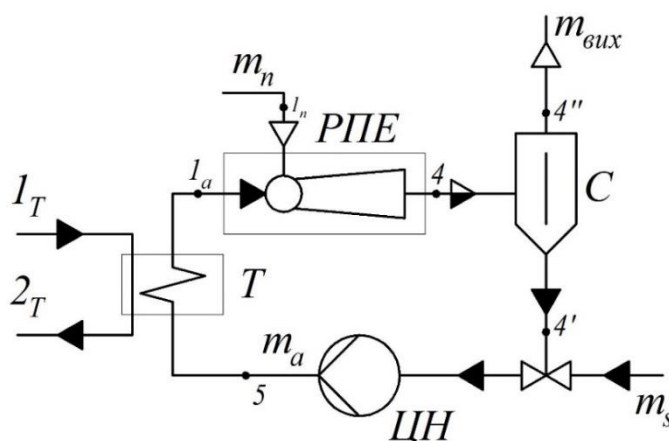


Рисунок 2.3 – Вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора
1 - рідинно-паровий ежектор, 2 - сепаратор, 3 - теплообмінник-підігрівач,
4 - циркуляційний насос

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КМ 05.00.00.00 ПЗ

Лист

12

2.2 Робочий процес рідинно-парового ежектора

Робочий процес РПЕ ґрунтований на принципі струминної термокомпресії. Проходження робочого середовища активного потоку через сопло Лавалю супроводжується процесом релаксаційного пароутворення в його частині, що розширюється. Кінетика цих процесів характеризується наявністю трьох критичних перерізів, в яких відбувається структурна перебудова потоку. На зрізі сопла активного потоку робоча рідина має тиск нижче доквілля ($p_a < p_{0.c.}$). Течія робочого середовища активного потоку через сопло Лавалю відповідає процесу 1а-2а (рис. 2.4). Далі вона інжектуює у робоче середовище пасивного потоку, яке поступає в приймальну камеру з тиском p_{02} . На вході в камеру змішення відбувається вирівнювання тисків робочих середовищ активного і пасивного потоку (процеси 2а-2к і 2п-2к відповідно). У камері змішення відбувається змішення робочих середовищ активного і пасивного потоків в єдиний з досягненням тиску p_3 (процес 2к-3). У дифузорі відбувається 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

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		13

довкільлі негативна, що пояснюється нормальною концентрацією в робочому середовищі активного потоку розчиненого робочого середовища пасивного потоку.

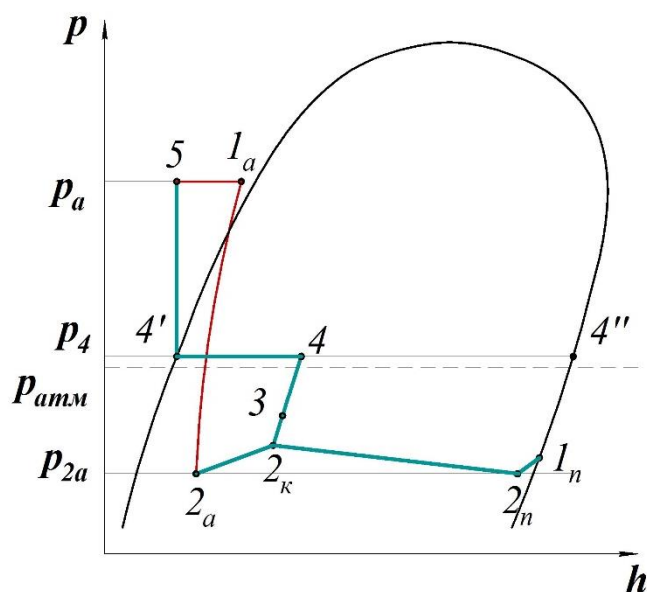


Рисунок 2.4 - Цикл РПЕ в p, h - координатах

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, $м^3/кг$;

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

w – середня швидкість потоку частинок, $м/с$;

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

z – безрозмірна повздожня координата;

χ – масовий вміст вологи, $кг/кг$;

h – ентальпія частинки i -ї групи розподілу, $Дж/кг$;

τ_w – дотичне напруження на стінці каналу, $Па$;

Π – периметр каналу, через який проходять частинки i -ї групи розподілу, $м$;

s – ентропія частинки i -ї групи розподілу, $Дж/(кг \cdot К)$;

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.

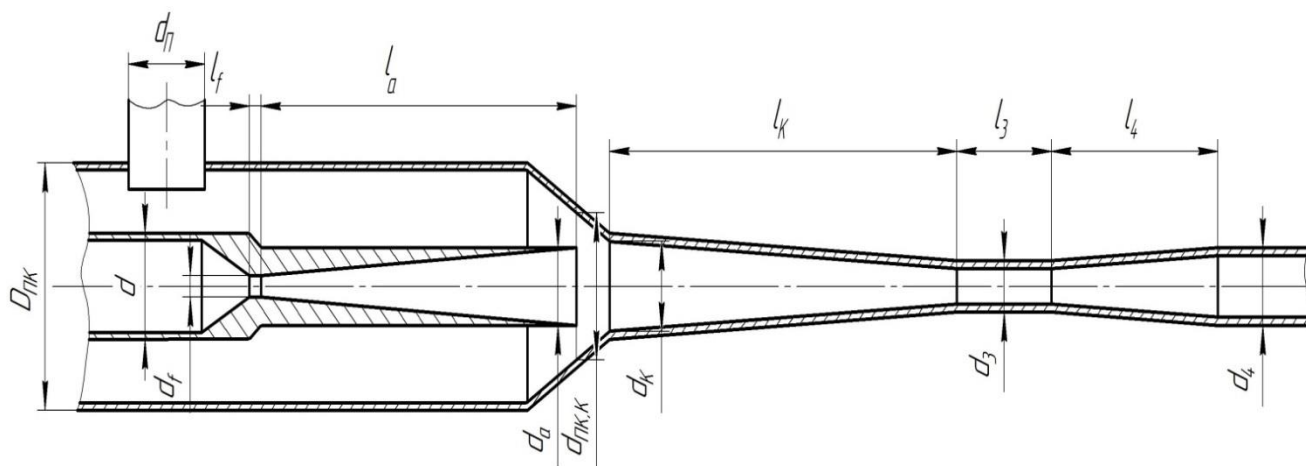


Рисунок 2.4 - Основні розміри рідинно-парового струминного ежектора

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):

$$F_f = \frac{\dot{m}_a \cdot v_0}{w_f} = \frac{0,407 \cdot 0,00104}{9,625} = 0,0000044 \text{ м}^2 \quad (2.1)$$

де $\dot{m}_a = 0,407 \text{ кг/с}$ - масова витрата активного потоку;

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

					КМ 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

$w_f = 9,625 \text{ М/с}$ - швидкість рідкої фази активного потоку в переріз (f - f) (з вікна програми).

2. Діаметр витратного перерізу, d_f :

$$d_f = \sqrt{\frac{4 \cdot F_f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000044}{3,14}} = 0,0074 \text{ м} = 7,4 \text{ мм} \quad (2.2)$$

3. Довжина витратного перерізу, l_f :

$$l_f = d_f = 7,4 \text{ мм} \quad (2.3)$$

4. Діаметр входу активного середовища, d :

$$d = 6 \cdot d_f = 6 \cdot 7,4 = 44,4 \text{ мм} \quad (2.4)$$

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

$$l_{\text{ВХ}} = \frac{d - d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\text{ВХ}}}{2}} = \frac{44,4 - 7,4}{2 \operatorname{tg} \frac{60}{2}} = 32,06 \text{ мм} \quad (2.5)$$

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

6. Площа виходу активного потоку, F_a :

$$F_a = f_a \cdot F_f = 41,048 \cdot 0,0000044 = 0,001805 \text{ м}^2 \quad (2.6)$$

де $f_a = 41,048$ - геометрична міра розширення каналу на виході з сопла.

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		17

7. Діаметр виходу активного потоку, d_a :

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001805}{3,14}} = 0,0479 \text{ м} = 47,9 \text{ мм} \quad (2.7)$$

8. Довжина дифузійної частини каналу, l_a :

$$l_a = \frac{d_a - d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_a}{2}} = \frac{47,9 - 7,4}{2 \operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 289,69 \text{ мм} \quad (2.8)$$

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

Геометричні розміри приймальної камери

1. Щільність середовища пасивного потоку, ρ_{Π} :

$$\rho_{\Pi} = \frac{1}{v_{02}} = \frac{1}{8,92} = 0,1121 \text{ кг/м}^3 \quad (2.9)$$

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

$$\dot{V}_{\Pi} = \frac{\dot{m}_{\Pi}}{\rho_{\Pi}} = \frac{0,000441}{0,1121} = 0,0039 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.10)$$

3. Площа перерізу патрубку пасивного потоку, f_{Π} :

$$f_{\Pi} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{\Pi}} = \frac{0,0039}{40} = 0,0000983 \text{ м}^2 \quad (2.11)$$

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

4. Внутрішній діаметр патрубка пасивного потоку, d_{Π} :

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		18

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\Pi}}{\pi}} \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000983}{3,14}} = 0,01119 \text{ м} \quad (2.12)$$

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

$$F_{\Pi К} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{\Pi К}} = \frac{0,00393}{40} = 0,0000983 \text{ м}^2 \quad (2.13)$$

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

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

$$D_{\Pi К} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\Pi К}}{\pi} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000983}{3,14} + 0,0479^2} = 0,049 \text{ м} \quad (2.14)$$

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

$$F_{\Pi К, К} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{К}} = \frac{0,00393}{154,189} = 0,000025 \text{ м}^2 \quad (2.15)$$

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

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

$$d_{\Pi К, К} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\Pi К, К}}{3,14} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000025}{3,14} + 0,0479^2} = 0,0482 \text{ м} \quad (2.16)$$

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						19
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Геометричні розміри камери змішення і дифузора

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

$$F_K = f_K \cdot F_a = 0,36 \cdot 0,001805 = 0,000649 \text{ м}^2 \quad (2.17)$$

де $f_K = 0,36$ - відносна площа розширення каналу (з вікна програми).

2. Діаметр входу в конічну частину камери змішення d_K :

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot F_K}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000649}{3,14}} = 0,02877 \text{ м} \quad (2.18)$$

3. Площа перерізу циліндричної частини камери змішення, F_3 :

$$F_3 = f_3 \cdot F_a = 0,174 \cdot 0,001805 = 0,000314 \quad (2.19)$$

де $f_3 = 0,174$ - геометрична міра розширення каналу на виході з камери змішення

4. Діаметр циліндричної ділянки камери змішення, d_3 :

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000314}{3,14}} = 0,02 \text{ м} \quad (2.20)$$

5. Довжина конфузорної частини камери змішення, l_K :

$$l_K = \frac{d_K - d_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_K}{2}} = \frac{0,0287 - 0,02}{2 \operatorname{tg} \frac{6}{2}} = 0,083 \text{ м} = 83 \text{ мм} \quad (2.21)$$

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

6. Довжина циліндричної ділянки, l_3 :

$$l_3 = 6 \cdot d_3 = 6 \cdot 0,02 = 0,12 \text{ м} \quad (2.22)$$

7. Довжина дифузора, l_4 :

$$l_4 = 10 \cdot d_3 = 10 \cdot 0,02 = 0,2 \text{ м} \quad (2.23)$$

8. Діаметр виходу з дифузора, d_4 :

$$d_4 = 2tg \frac{\alpha_4}{2} \cdot l_4 + d_3 = 2tg \frac{8}{2} \cdot 0,2 + 0,02 = 0,048 \text{ м} \quad (2.24)$$

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

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		21

Расчет ЖПЗ с конической камерой смешения, откачивающего паровоздушную смесь

Исходные данные		Результаты расчета					
Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_{01} , C	104	Рабочая струя пара					
Давление рабочей среды на входе в активное сопло P_{01} , бар	1,6	t_{01n} , C	Δt_{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	1	113,32	9,32	0,28	435,8	1,3518	9,625
Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a , бар	0,17	w_a , м/с	v_a , м ³ /кг	x_a	s_a , кДж/(кг*К)	f_a	z_a
Давление рабочей среды на входе в пассивное сопло P_{02} , бар	0,17	157,447	0,7	0,0787	1,3538	41,048	38,68
Массовое содержание воздуха в паровоздушной смеси x_p	1	Инижируемая струя пара					
Коэффициент расхода входного участка сопла	0,97	v_{02} , м ³ /кг	h_{02} , кДж/кг	s_{02} , кДж/(кг*К)			
Коэффициент метастабильности расхода	1,03	8,92	2603,5	7,9655			
Угол диффузорности выходного участка эжектора, град	8	Приемная камера					
Скоростные коэффициенты элементов эжектора:		w_k , м/с	v_1 , м ³ /кг	β_{01}	M_1	f_1	
- активного сопла	0,97	154,189	0,71	0,999	1,22	1,025	
- входного участка	0,98	P_2 , бар	x_2	v_2 , м ³ /кг	h_2 , кДж/кг	M_2	f_k
- пассивного сопла	0,95	0,158	0,997	9,52	2605,7	0,34	0,36
- диффузора	0,92	Камера эжектора					
KPD _s	0,8	P_n , бар	P_3 , бар	x_3	β_{03}	w_3 , м/с	
n	0,5	0,345	0,752	0,059	0,9921	79,35	
M_3	0,7	v_3 , м ³ /кг	f_3	s_3 , кДж/(кг*К)	h_3 , кДж/кг		
		0,00104	0,174	1,5819	519,1		
		Диффузор					
		v_4 , м ³ /кг	x_4	β_{04}	h_4 , кДж/(кг*К)	s_4 , кДж/кг	
		0,00104	0,0464	0,9875	522,2	1,5836	
		Достижимые показатели					
		U_k	Ψ_{04}	KPD _{ei}			
		0,04147	1,165	0,657			

Запуск расчета

Рисунок 3.2, а – Результаты розрахунку режимних параметрів рідинно-парового ежектора за схемою, зображеною на рис. 2.1 (без РКВН)

Расчет ЖПЗ с конической камерой смешения, откачивающего паровоздушную смесь

Исходные данные		Результаты расчета					
Исходные данные		Рабочая струя пара					
Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_01, С	104	t_01н, С	delta_t_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	1,6	113,32	9,32	0,28	435,8	1,3518	9,625
Давление на выходе из эжектора P_4, бар	0,8	w_a, м/с	v_a, м³/кг	x_a	s_a, кДж/(кг*К)	f_a	z_a
Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a, бар	0,17	157,447	0,7	0,0787	1,3538	41,048	38,68
Давление паровоздушной смеси на входе в пассивное сопло P_02, бар	0,17	Инжектируемая струя пара					
Содержание пара в паровоздушной смеси x_п	1	v_02, м³/кг	h_02, кДж/кг	s_02, кДж/(кг*К)			
Коэффициент расхода входного участка сопла	0,97	8,92	2603,5	7,9655			
Коэффициент метастабильности расхода	1,03	Приемная камера					
Угол диффузорности выходного участка эжектора, град.	8	w_k, м/с	v_1, м³/кг	Beta_1	M_1	f_1	
Скоростные коэффициенты элементов эжектора:		154,189	0,71	0,999	1,22	1,025	
- активного сопла	0,97	P_2, бар	x_2	v_2, м³/кг	h_2, кДж/кг	M_2	f_k
- входного участка	0,98	0,156	0,9964	9,63	2603,8	0,35	1,072
- пассивного сопла	0,95	Камера эжектора					
- диффузора	0,92	P_n, бар	P_3, бар	x_3	Beta_3	w_3, м/с	
KPD_s	0,8	0,303	0,589	0,0367	0,99	62,165	
n	0,5	v_3, м³/кг	f_3	s_3, кДж/(кг*К)	h_3, кДж/кг		
M_3	0,7	0,00103	0,376	1,3747	442,1		
Запуск расчета		Диффузор					
		v_4, м³/кг	x_4	Beta_4	h_4, кДж/(кг*К)	s_4, кДж/кг	t_01-t_4, град.
		0,00104	0,023	0,9793	444,1	1,3757	10,4895
		Достижимые показатели					
		U_k	Psi_4	KPD_ei			
		0,0334	1,209	0,714			

Рисунок 3.2, б – Результаты розрахунку режимних параметрів рідинно-парового ежектора за схемою, зображеною на рис. 2.2 (з РКВН)

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

$$Q_{\Pi} = m_A \cdot q_{\Pi} = 0,407 \cdot 80 = 32,601 \text{ кВт}$$

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

$q_{\Pi} = c_A \cdot \Delta T_A = i_{1A} - i_5 = 435,99 - 355,95 = 80 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – питома теплового 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

$$\Delta \bar{t} = \frac{t_{1A} - t_5}{\ln \frac{t_{\Pi} - t_5}{t_{\Pi} - t_{1A}}} = \frac{104 - 85}{\ln \frac{210 - 85}{210 - 104}} = 115,23^\circ\text{C}$$

де t_{Π} - температура котельної пари

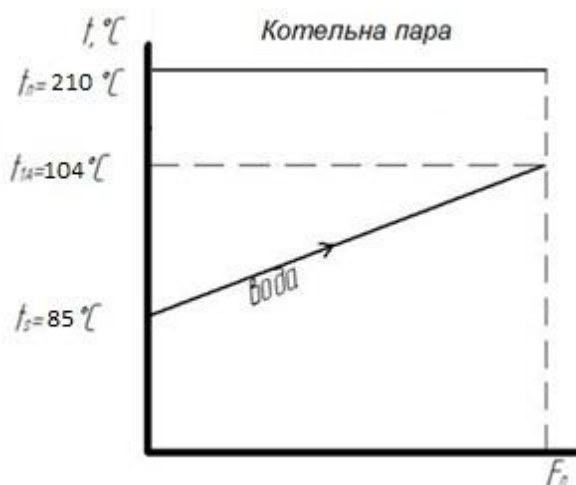


Рисунок 4.1 – Температурний напір у теплообміннику-підігрівачі

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

Орієнтовочне значення коефіцієнта тепловіддачі

- для горизонтального кожухотрубного апарату з конденсацією пара у

$$k = 2000 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

міжтрубному просторі

Теплопередавальна поверхня

$$F_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{k \cdot \Delta t} = \frac{32,601 \cdot 10^3}{2000 \cdot 115,23} = 0,141 м^2$$

Витрата теплоносія

$$(m_{кп})_{Т-П} = \frac{1,02 \cdot Q_{\Pi}}{\Delta i_{Т-П}} = \frac{1,02 \cdot 32,601}{1899,6} = 0,0176 \frac{кг}{с}$$

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_{Π} ;

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

4.2 Розрахунок сепаратора

Початкові дані

- масова витрата активного потоку, $\dot{m}_A = 0,407 \frac{кг}{с}$;
- коефіцієнт ежекції РПК, $\mu = 0,04147$;
- ступінь сухості насиченої пари на виході з РПЕ, $x_4 = 0,0464$;
- тиск насиченої пари на виході з РПЕ, $P_2 = 0,17$ бар;
- температура насиченої пари на виході з РПЕ, $t_2 = 60$ °С;
- внутрішній діаметр нагнітального патрубку РПЕ, $d_4 = 0,048$ м;

					КМ 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		26

- 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.

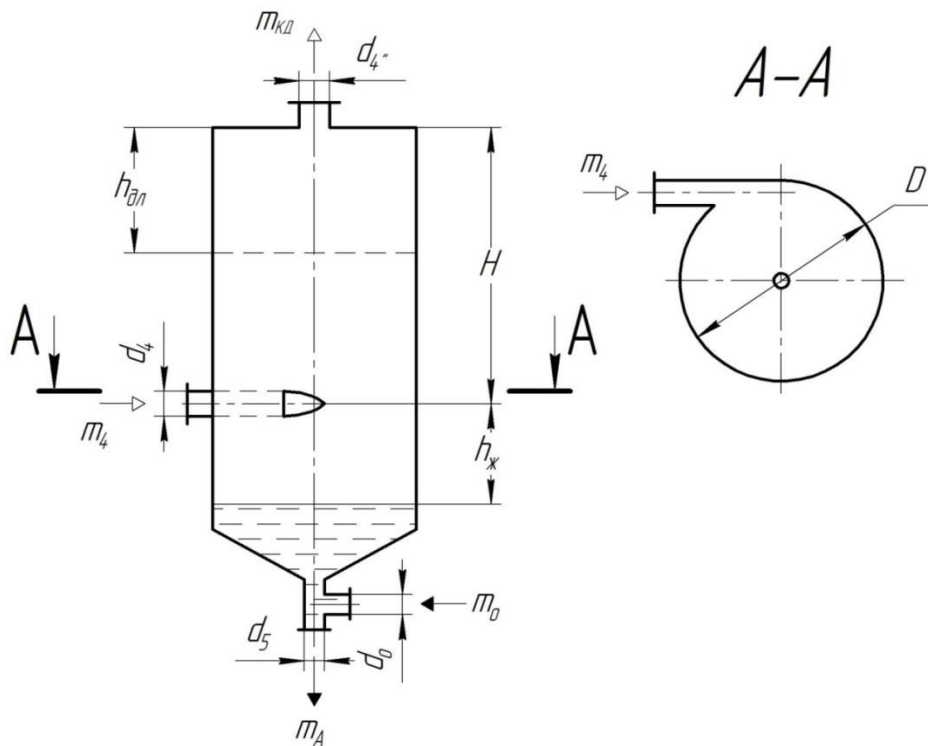


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема сепаратора

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;

					КМ 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		27

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:

$$v_4 = \frac{(1 - x_4)}{\rho'_4} + \frac{x_4}{\rho''_4} = \frac{(1 - 0,0464)}{968,62} + \frac{0,0464}{0,354} = 0,132$$

або

$$\rho_4 = \frac{1}{v_4} = \frac{1}{0,132} = 7,57 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Кінематична в'язкість (з допущенням правила адитивності):

$$\begin{aligned} v_4 &= (1 - x_4) \cdot v'_4 + x_4 \cdot v''_4 = (1 - 0,0464) \cdot 0,28 \cdot 10^{-6} + 0,0464 \cdot 33,94 \cdot 10^{-6} \\ &= 1,84 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \end{aligned}$$

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		28

динамічна в'язкість:

$$\mu_4 = \frac{\nu_4}{\nu_4} = \nu_4 \cdot \rho_4 = 1.84 \cdot 10^{-6} \cdot 7.57 = 13.947 \cdot 10^{-6} \text{Па} \cdot \text{с}$$

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:

$$w_4 = \frac{\dot{m}_4 \cdot 4}{\rho_4 \cdot \pi \cdot d_4^2} = 30.94 \text{ м /с}$$

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		29

Після підстановки отримаємо:

$$C_y = \frac{16 \cdot \bar{f} \cdot \dot{m}_4^2}{\pi^2 \cdot \mu_4^2 \cdot d_4^2} \cdot \frac{(\rho_4' - \rho_4'')}{\rho_4''} = \frac{16 \cdot 4 \cdot 0.42^2}{3.14^2 \cdot 13.94^2 \cdot 10^{-12} \cdot 0.048^2} \cdot \frac{968.62 - 0.354}{0.354}$$

$$= 7.117 \cdot 10^{15} = 71.117 \cdot 10^{14}$$

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:

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		30

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

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

де P_4 береться в Па, а σ 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:

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_A}{\pi \cdot \rho'_4 \cdot w_5}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.407}{3.14 \cdot 968.62 \cdot 3}} = 0,013 \text{ м}$$

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		31

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:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_A \cdot u \cdot (\psi_4 - 1) = 0.407 \cdot 0.0414 \cdot (1.165 - 1) = 0,0027 \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$$

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

Масова витрата парового потоку, що йде на випарний апарат:

$$\dot{m}_{\text{BA}} = \dot{m}_A \cdot u \cdot \psi_4 = 0.407 \cdot 0.0414 \cdot 1.165 = 0,019 \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в паровому
стані:

$$d_{4''} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{BA}}}{\pi \cdot \rho_4'' \cdot w_{\text{BA}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.019}{3.14 \cdot 0.354 \cdot 50}} = 0.037 \text{ м}$$

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

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:

$$\Delta P_H = P_a - P_4 = 160 - 100 = 60 \text{ кПа} = 18,36 \text{ м. вод. ст.}$$

де $P_a = 160$ кПа–тиск активного потоку;

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

Потужність циркуляційного насоса:

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

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

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$\eta_n = 0.75$ —ккд насоса;

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

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

$$V_n = \frac{\dot{m}_A}{\rho'_4} = \frac{0.407}{968.62} = 0.00042 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1.5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

де $\dot{m}_A = 0,407 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ —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:

$$N_n = \frac{0.00042 \cdot 60}{0.75 \cdot 0.9} = 0.373 \text{ кВт}$$

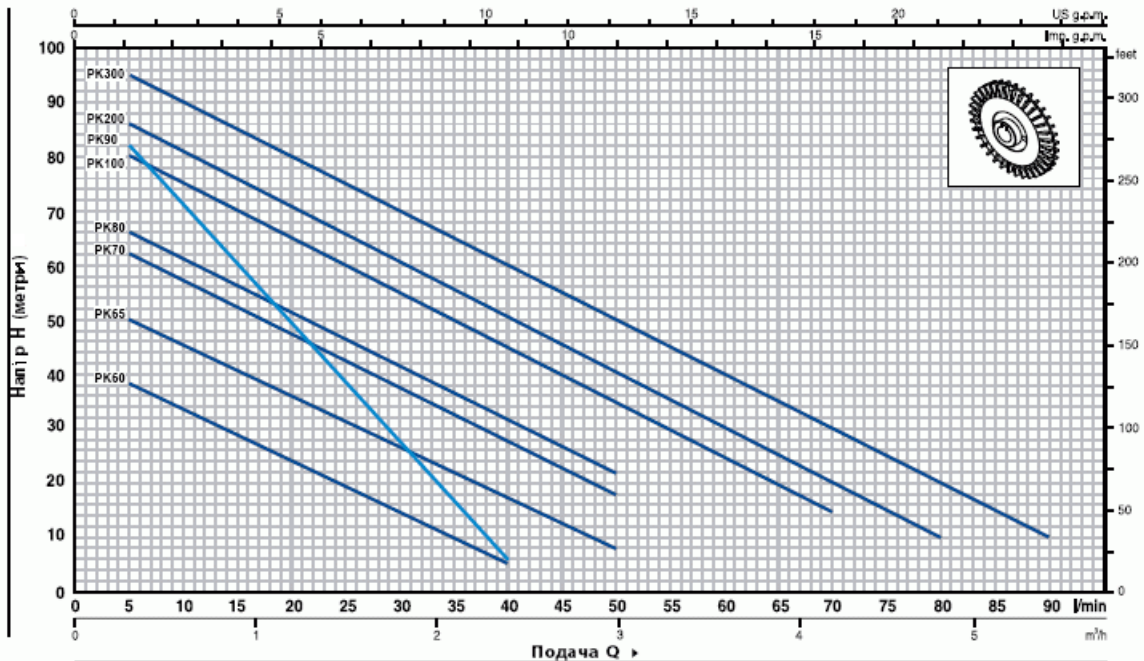
Виходячи з розрахованих даних підбираємо по каталогу насос Pedrollo РКм 65:

1. Вихровий насос з чавунним корпусом.
2. Робоче колесо – латунь.
3. Подача до 50 л/хв. (3 м3/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>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		33

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

50 Гц n= 2900 об/хв Н5= 0 м

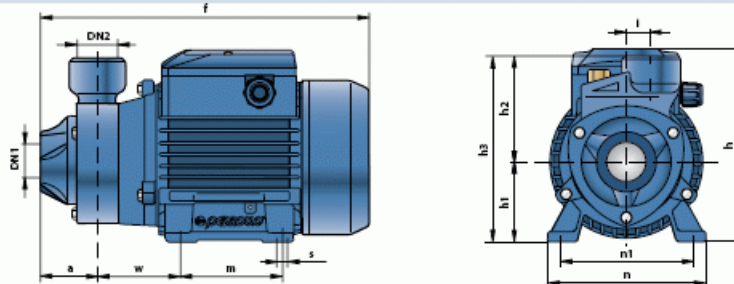


ТИП		ПОТУЖИВІСТЬ		Q	Н метри																
Однофазний	Трьохфазний	кВт	л.с.		м³/год	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4		
PKm 60°	PK 60°	0,37	0,50	л/хв	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90			
PKm 65	PK 65	0,50	0,70	40	38	33,5	29	24	19,5	15	10	5									
PKm 70	PK 70	0,60	0,85	55	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	¾"	¾"	58	282	180	71	85	156	90	140	112	62	9	10,1	9,0	
PKm 90	PK 90							95	166						10,2	9,2	
PKm 100	PK 100	1"	1"	55	350	212	80	94	174	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

5 Розрахунок енергоефективності циклу

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 ε_{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.

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		35

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 (4.2).

Ексергетична ефективність у межах системи, яка не включає котел-утилізатор, турбіну і конденсатор, записується у вигляді:

Для базової схеми:

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні повітря)

$$E_{P_{баз}} = E_{4B} - E_{1B} = \dot{m}_B \cdot (e_{4B} - e_{1B});$$

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні пароповітряної суміші)

$$E_{P_{баз}} = E_{4ПВС} - E_{1ПВС} = \dot{m}_{ПВС} \cdot (e_{4ПВС} - e_{1ПВС});$$

– ексергія потоку палива

$$E_{P_{баз}} = E_{1n} - E_{4n} = \dot{m}_n \cdot (e_{1n} - e_{4n}).$$

Для схеми на базі РПЕ:

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні повітря)

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						36
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$E_{PЖПЭ} = E_{5B} - E_{1B} = \dot{m}_B \cdot (e_{5B} - e_{1B});$$

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні пароповітряної суміші)

$$E_{PЖПЭ} = E_{5ПВС} - E_{1ПВС} = \dot{m}_{ПВС} \cdot (e_{5ПВС} - e_{1ПВС});$$

– ексергія потоку палива

$$E_{F\text{газ}} = (E_{1T} - E_{2T}) + N_H = \dot{m}_T \cdot (e_{1T} - e_{2T}) + N_H.$$

де E_{1B} (e_{1B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на вході до ежектора;

E_{4B} (e_{4B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з пароструминного ежектора;

$E_{1п}$ ($e_{1п}$) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до ежектора;

$E_{4п}$ ($e_{4п}$) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з ежектора;

E_{5B} (e_{5B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з РПЕ;

\dot{m}_B – масова витрата повітря;

$\dot{m}_п$ – масова витрата котельної пари;

$\dot{m}_{ПВС}$ – масова витрата пароповітряної суміші;

$E_{1ПВС}$ ($e_{1ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора;

$E_{4ПВС}$ ($e_{4ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з ежектора;

$E_{5ПВС}$ ($e_{5ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з РПЕ;

\dot{m}_T – масова витрата котельної пари через теплообмінник-підігрівач;

E_{1T} (e_{1T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до теплообмінника- підігрівача;

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						37
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

E_{2T} (e_{2T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з теплообмінника- підігрівача;

N_H – споживана потужність циркуляційного насоса.

Для схеми на базі РПЕ + РКВН:

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні повітря)

$$E_{PЖITЭ} = E_{5B} - E_{1B} = \dot{m}_B \cdot (e_{5B} - e_{1B});$$

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні пароповітряної суміші)

$$E_{PЖITЭ} = E_{5ПBC} - E_{1ПBC} = \dot{m}_{ПBC} \cdot (e_{5ПBC} - e_{1ПBC});$$

– ексергія потоку палива

$$\begin{aligned} E_{F6аз} &= (E_{1T} - E_{2T}) + N_H + N_X + N_{BT} + N_{PKBH} = \\ &= \dot{m}_T \cdot (e_{1T} - e_{2T}) + N_H + N_X + N_{BT} + N_{PKBH} \end{aligned}$$

де E_{1B} (e_{1B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на вході до ежектора;

E_{4B} (e_{4B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з пароструминного ежектора;

E_{1n} (e_{1n}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до ежектора;

E_{4n} (e_{4n}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з ежектора;

E_{5B} (e_{5B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з РПЕ;

\dot{m}_B – масова витрата повітря;

\dot{m}_n – масова витрата котельної пари;

$\dot{m}_{ПBC}$ – масова витрата пароповітряної суміші;

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		38

$E_{1ПВС}$ ($e_{1ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора;

$E_{4ПВС}$ ($e_{4ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з ежектора;

$E_{5ПВС}$ ($e_{5ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з РПЕ;

\dot{m}_T – масова витрата котельної пари через теплообмінник-підігрівач;

E_{1T} (e_{1T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до теплообмінника- підігрівача;

E_{2T} (e_{2T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з теплообмінника- підігрівача;

N_H – споживана потужність циркуляційного насоса;

N_X – споживана потужність насоса холодної води;

N_{BT} – споживана потужність вентилятора градирні;

$N_{РКВН}$ – споживана потужність рідинно-кільцевого вакуумного насоса.

Після ексергетичних перетворень для базової схеми маємо:

– при ежекуванні повітря

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_g \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{4B} - T_{1B}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{4B}}{T_{1B}} - R \cdot \ln \frac{P_{4B}}{P_{1B}} \right) \right]}{\dot{m}_n \cdot \left[(h_{1n} - h_{4n}) - T_{o.c.} \cdot (s_{1n} - s_{4n}) \right]},$$

– при ежекуванні пароповітряної суміші

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{ПВС} \cdot \left[\tilde{c}_{РПВС} \cdot (T_{4ПВС} - T_{1ПВС}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_{РПВС} \cdot \ln \frac{T_{4ПВС}}{T_{1ПВС}} - R \cdot \ln \frac{P_{4ПВС}}{P_{1ПВС}} \right) \right]}{\dot{m}_n \cdot \left[(h_{1n} - h_{4n}) - T_{o.c.} \cdot (s_{1n} - s_{4n}) \right]},$$

де \tilde{c}_p – питома теплоємність повітря за середньої температури,

T_{1B} – температура повітря на вході до пароструминного ежектора,

T_{4B} – температура повітря на виході з пароструминного ежектора,

$T_{o.c.}$ – температура оточуючого середовища,

p_{1B} – тиск повітря на вході до пароструминного ежектора,

p_{4B} – тиск повітря на виході з пароструминного ежектора,

R – газова стала повітря (пароповітряної суміші) за середньої температури,

h_{1n} – ентальпія котельної пари на вході до пароструминного ежектора,

h_{4n} – ентальпія котельної пари на виході з пароструминного ежектора,

s_{1n} – ентропія котельної пари на вході до пароструминного ежектора,

s_{4n} – ентропія котельної пари на виході з пароструминного ежектора,

$T_{1ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора,

$T_{4ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на виході з пароструминного ежектора,

$p_{1ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора,

$p_{4ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на виході з пароструминного ежектора.

Для схеми з термокомпресією:

– при ежекуванні повітря

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_e \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{5B} - T_{1B}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{5B}}{T_{1B}} - R \cdot \ln \frac{p_{5B}}{p_{1B}} \right) \right]}{\dot{m}_T \cdot \left[\tilde{c}_T \cdot (T_{2T} - T_{1T}) - T_{o.c.} \cdot \tilde{c}_T \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]},$$

– при ежектуванні пароповітряної суміші

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{ПВС} \cdot \left[\tilde{c}_P \cdot (T_{5ПВС} - T_{1ПВС}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_P \cdot \ln \frac{T_{5ПВС}}{T_{1ПВС}} - R \cdot \ln \frac{p_{5ПВС}}{p_{1ПВС}} \right) \right]}{\dot{m}_T \cdot \left[\tilde{c}_T \cdot (T_{2T} - T_{1T}) - T_{o.c.} \cdot \tilde{c}_T \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]},$$

де T_{5B} – температура повітря на виході з РПЕ,

p_{5B} – тиск повітря на виході з РПЕ,

\tilde{c}_T – питома теплоємність котельної пари за середньої температури,

T_{1T} – температура котельної пари на вході до теплообмінника-підігрівача,

T_{2T} – температура котельної пари на виході з теплообмінника-підігрівача,

p_{1T} – тиск котельної пари на вході до теплообмінника-підігрівача,

p_{2T} – тиск котельної пари на виході з теплообмінника-підігрівача,

ρ_T – густина котельної пари за середньої температури у теплообміннику-підігрівачі,

$T_{5ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на виході з РПЕ,

$p_{5ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на виході з РПЕ.

Результати розрахунку режимних і енергетичних параметрів по порівняльним схемам наведені у табл. 5.1, ексергетичні показники – у табл. 5.2.

Таблиця 5.1 – Режимні і енергетичні параметри варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми		
		базовий	з РПЕ	з РПЕ + РКВН
1.	Початковий тиск у системі вакуумування, <i>бар</i>	0,17	0,17	0,17
2.	Тиск котельної пари, <i>бар</i>	9	1,6	1,6
3.	Температура котельної пари, $^{\circ}\text{C}$	210	104	104
4.	Масова витрата котельної пари, <i>кг/с</i>	448	1,489	1,489
5.	Масова витрата повітря, <i>кг/с</i>	28	28	28
6.	Масова витрата пари, <i>кг/с</i>	25	25	25
7.	Питома потужність циркуляційного насоса, <i>кВт</i>	-	0,09	0,04
8.	Питома потужність насоса холодоносія, <i>кВт</i>	-	-	0,01
9.	Питома потужність вентилятора градирні, <i>кВт</i>	-	-	0,007
10	Питома потужність рідинно-кільцевого вакуумного насоса, <i>кВт</i>	-	-	0,03

Таблиця 5.2 – Ексергетичні показники варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми		
		базовий	з РПЕ	з РПЕ + РКВН
1.	Ексергія потоку палива, <i>кВт</i>	297,2	62,95	58,74
2.	Ексергія потоку продукту, <i>кВт</i>	93,05	44,86	44,86
3.	Ексергетична ефективність	0,313	0,713	0,764

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 пилу 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.

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
						44
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

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		45

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>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		46

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>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

- 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>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		48

Висновки

Виконавши розрахунок вакуумної системи відкачування пароповітряної суміші з конденсатора парової турбіни, можна зробити наступні висновки:

1. Застосування рідинно-парового ежектора дає змогу модернізувати вакуумну систему відкачування пароповітряної суміші з конденсатора парової турбіни, замінивши двоступеневий пароструминний ежектор з низькою ефективністю 2-10%.

2. Застосування рідинно-парового ежектора у складі вакуумної системи відкачування пароповітряної суміші з конденсатора парової турбіни, т. як замість двоступеневого ежектора з проміжними конденсаторами додається цілий ряд нових апаратів (сепаратор, теплообмінник-підігрівач, циркуляційний насос і т. д.).

3. У результаті виконання ексергетичного аналізу, можна зробити висновок, що ефективність альтернативної схеми на базі рідинно-парового ежектора більше у 2,28 рази порівняно з базовою, а при застосуванні РПЕ у поєднанні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом вона більше у 2,44 рази порівняно з базовою та на 23,5% більше порівняно з альтернативною, де застосовується лише РПЕ.

Дана робота є початковим етапом дослідження доцільності застосування рідинно-парового ежектора у складі вакуумного агрегату для вакуумної системи відкачування пароповітряної суміші з конденсатора парової турбіни. Подальшим етапом буде виконання дослідження режимів роботи рідинно-кільцевого вакуумного насоса, вибір проміжного тиску між ним та РПЕ і виконання термoeкономічного розрахунку ефективності запропонованої схеми.

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		49

Перелік посилань

1. Варламов Г.Б., Любчик Г.М., Малярєнко В.А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: підручник. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2003. – 232 с.
2. Арсєньєв В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.
3. 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.
4. Шарапов С. О. Енергозбереження в компресорних системах [Текст]: навч. посіб. / С.О. Шарапов. – Суми: СумДУ, 2020. – 147 с.
5. Терещенко Ю. М. Теорія теплових двигунів / Ю. М. Терещенко, Л. Г. Бойко, С. О. Дмитрієв, Є. М. Карпов, М. С. Кулик. – К. : Вища школа, 2001. – 381 с.
6. 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.
7. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса: ООО «Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
8. 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.

					KM 05.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		50

9. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98 – М: Издательство МЭИ. 1999. – 168 с.

10. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям – Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

11. https://www.bibus.ua/fileadmin/product_data/DVP/documents/DVP_Vacuum_pumps_CPA_Manual_en.pdf

					<i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		51