Шифр «SMR01»

«Розробка вакуумної системи охолодження установки виробництва біодизельного палива на базі рідинно-парового ежектора»

2019

ЗМІСТ

ВСТУП……...3
ВХІДНІ ДАНІ……....7
1. БАЗОВА СХЕМА ВАКУУМУВАННЯ……..8
2. СХЕМА ВАКУУМУВАННЯ НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА……10
2.1 Принципова схема вакуумного агрегату на базі рідинно-парового ежектора……11
2.2 Робочий процес рідинно-парового ежектора……..…11
3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА-ПІДІГРІВАЧА…….14
4. ПІДБІР ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО НАСОСА……16
5. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВАКУУМНИХ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ УСТАНОВКИ ВИРОБНИЦТВА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА……...…18

ВИСНОВОК…….……...27
СПИСОК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ……..……..….28

ВСТУП

В даний час у всьому світі проводять дослідження, направлені на забезпечення економії палива і часткової заміни традиційних копалин вуглеводних джерел енергії, ресурси яких в осяжному майбутньому можуть бути вичерпані.

Постійне зростання цін на нафту, локальне і світове забруднення планети відходами від її використання зумовили привабливість виробництва біодизеля – екологічно чистого палива на основі поновлюваних біоресурсів.

Проблемі виробництва і вживання біодизельного палива присвячені роботи багатьох досліджень, які на підставі світового досвіду, дають свою оцінку можливості впровадження даного напряму енергетики в нашій країні. Більшість учених відзначають високу ефективність виробництва біодизеля другого покоління.

Оцінюючи світовий досвід, а також враховуючи власні дослідження, можна зробити висновок про те, що використання біодизеля, як перспективний напрям вживання поновлюваних джерел енергії в сільському господарстві України.

Основою для його виробництва найчастіше служить рапсове масло (84%), проте залежно від географічного положення і природно-кліматичних умов виробників використовується масло соняшнику (13%), соєве (2%), конопляне масло, масло ятрофи (темно-зелене дерево). Особливістю біодизельного палива є висока в'язкість і густина, а високий вміст (8–10%) кисню обумовлює деяке зниження температури згорання палива, отриманого з масел.

Для виробництва 1 тонни біодизельного палива необхідно 980 кг масла, 125 кг метилового спирту, 14,2 кг каталізатора.

Неочищене біодизельне паливо також можна використовувати як пічне паливо, а гліцерин, що отримується в результаті очищення, у фармакології. Крім того, відходи виробництва рапсового масла – це висококалорійний,

насичений білком корм для сільськогосподарських тварин. При виробництві біодизеля можна отримувати і фосфорні добрива.

У розвинених країнах давно оцінили переваги виробництва і використання біодизельного палива. В першу чергу варто відзначити екологічну складову: при згоранні в двигунах біодизель практично не утворює сірки, викиди СО і СН знижуються на 15–20 % порівняно з мінеральним дизельним паливом. Завдяки природному походженню біодизельне паливо є менш токсичними. При попаданні в грунт легко розкладається з утворенням нешкідливих продуктів протягом місяця.

Для України важливим є і той факт, що використання власних біологічно поновлюваних джерел для виробництва палива знижує рівень залежності держави від країн-експортерів вуглеводневої сировини і, у свою чергу, створює передумови для стійкішого розвитку сільськогосподарського виробництва.

Слід зазначити, що світове виробництво біодизеля за останні 5 років збільшилося більш ніж в 4,5 разу, з 1500 тисяч тонн в 2012 році, до 7 мільйонів в 2017.

Доля країн Європейського Союзу в світовому обсязі виробництва біодизеля в даний час складає близько 70 %. За останніх 5 років виробництво збільшилося в 4,5 разу з 1,07 млн. тонн в 2012 до 4,89 млн. тонн в 2017, причому дане зростання сталося не за рахунок включення в статистику нових країн членів ЄС, а, в основному, за рахунок зростання реального виробництва в Німеччині, Франції і Італії. На долю цих країн доводиться близько 80 % всього європейського виробництва біодизельного палива.

Німеччина є однією з 6 країн ЄС, що виробляють біопаливо на комерційній основі, тут немає обмежень по виробництву біопалива, а Закон про акцизи на нафту і нафтопродукти (“Mineralolsteuergesetz”) регулює національну політику по біопаливу. Проте це не пряме законодавство, оскільки закон не має окремого розділу по біопаливу. Спирт і паливо з рослинної олії не є мінеральними паливами, і тому не підпадають під дію цього закону.

Збільшення виробництва біодизельного палива в Європі знаходиться в нерозривному зв'язку з розвитком заправної інфраструктури. У Німеччині в період з 1994 по 2004 рр. кількість заправних станцій, що пропонують біодизель, збільшилася в 7,5 разів з 251 до 1900 відповідно, на яких реалізовувалося близько 50 % виробленого біодизеля. Біодизельне паливо пропонується як в чистому вигляді (В100), так і як добавка (5–35%).

В даний час в Німеччині під вирощування сировини для біодизеля зайнято близько 1,7 з 12 мільйонів гектар сільськогосподарських угідь. З урахуванням того, що Євросоюз постійно закликає фермерів перебудовуватися з виробництва сільхозкультур на так звані “ енергетичні культури ”,ця цифра, поза сумнівом, зростатиме.

У Франції з 1992 року встановлене 100% звільнення від податків на виробництво біодизеля. Для його виробництва використовується рапсове масло і лише один завод Diester Cognis France використовує масло соняшника. Вироблене паливо не застосовується в чистому (У 100) вигляді.

По виробництву біодизельного палива Італія знаходиться в Європі на третьому місці. 70 % сировини для виробництва складають насіння рапсу, що поставляється з Німеччини і Франції. З місцевої сировини (в основному соняшник) виробляють не більше 60 – 80 тис. тонн біодизеля в рік. Слід зазначити, що ще в 2000 році виробничі потужності італійських заводів складали 560тис. тонн/рік, що в 4,5 разу більше виділених квот. Майже все паливо використовується як пічне.

Серед країн Східної Європи найбільший інтерес до отримання біодизеля з рапсового масла проявила Україна. Економіка цієї країни сильно залежить від імпорту енергоресурсів. Собівартість біопалива, як правило, нижче, якщо виробництво насіння рапсу, отримання з них масла і переробка його в біодизель зосереджена в рамках одного сільськогосподарського підприємства.

Оптимальна собівартість біодизеля складається при врожайності рапсу 40 ц/га. Ціна біодизеля зростає удвічі при врожайності 10–12 ц/га.

В Україні активно зростає інтерес до цього виду палива, який пояснюється, перш за все, новими перспективами розвитку сільськогосподарського виробництва. Основні джерела масел, як наголошувалося вище, розглядаються рапс, а в деяких випадках – соняшник.

При внутрішньогосподарському виробництві і вживанні біодизеля економічний ефект може виявитися вельми відчутним. При оптимальній організації виробництва і переробці рапсового масла в сільськогосподарських організаціях Республіці Білорусь його собівартість може бути нижче за ціну дизельного палива.

Видобуток «чорного золота» – це великі технічні, фінансові і енергетичні витрати. Величезна інфраструктура, що включає видобуток, транспортування, зберігання і переробку нафти вимагає величезних витрат на енергозабезпечення, крім того, природні запаси нафти не безмежні, а їх імпорт з кожним днем стає все дорожчим. В той же час поновлювані джерела можуть стати складовою частиною замкнутої системи. Рослинні масла, відпрацьоване масло, тваринні жири ці джерела енергії допоможуть ближче підійти до екологічного енергозабезпечення.

ВХІДНІ ДАНІ

Базова схема:

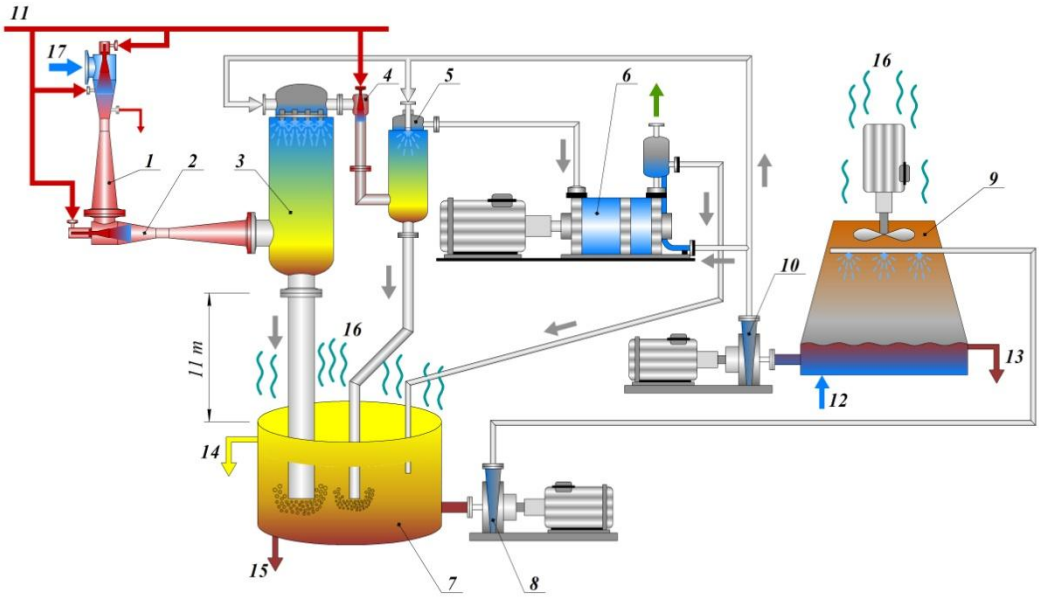
- Масова витрата котельної пари: $G_{г.п.} = 1535\ \frac{кг}{час}$;
- Тиск робочої пари на вході в першу ступінь пароструйного ежектора Э1 P_1 = 9 бар;
- Температура робочої пари на вході в першу ступінь пароструйного ежектора Э1 $T_1 = 225^0C$;
- Масова витрата пасивного потоку на вході в першу ступінь пароструйного ежектора Э1 $G_{п.п.} = 213\ \frac{кг}{час}$;
- Тиск пасивного потоку на вході в першу ступінь пароструйного ежектора Э1 $P_п$ = 5 кПа;
- Температура стиснутого потоку на виході з другого ступеню ежектора Э2 $T_{с.п.} = 76^0C$;

Схема на базі рідинно-парового ежектора:

- Масова витрата води на вході в ЖПЭ $G_в = 1775\ \frac{кг}{час}$;
- Масова витрата котельної пари: $G_{г.п.} = 213\ \frac{кг}{час}$
- Тиск води на вході в РПЕ P_1 = 4 бар;
- Температура води на вході в РПЕ $T_1 = 135^0C$;
- Масова витрата пасивного потоку на вході в РПЕ $G_{п.п.} = 213\ \frac{кг}{час}$;
- Тиск пасивного потоку на входе в ЖПЭ $P_п$ = 5 кПа;
- Температура стиснутого потоку на виході з РПЕ $T_{с.п.} = 76^0C$;

1. БАЗОВА СХЕМА ВАКУУМУВАННЯ

Традиційна установка виробництва біодизельного палива фірми Korting (рис.1) є багатоступеневою пароструминною вакуумною системою, яка складається з двох бустерів (двох великих пароструминних ежекторів, сполучених послідовно), головного конденсатора змішення, невеликого проміжного ежектора з конденсатором змішення для відкачування повітря, а також водокільцевого вакуумного насоса фінального ступеня.



Базова схема вакуумної системи охолодження установки виробництва біодизельного палива:
1 - пароструминний ежектор (1-й ступінь), 2 - пароструминний ежектор (2-й ступінь), 3 - головний конденсатор змішування (зрошувального типу), 4 - пароструминний ежектор (3-й ступінь), 5 - допоміжний конденсатор (зрошувального типу), 6 - рідинно-кільцевий вакуумний насос (4-й ступінь), 7 - барометрична ємність, 8 - насос охолоджуючої води, 9 - градирня, 10 - насос охолоджуючої води, 11 - пара активного потоку, 12 - охолоджувальна вода градирні, 13 - дренаж, 14 - відведення забрудненої рідини, 15 - дренаж, 16 - вихід газів, 17 - вхід пасивного потоку

Продуктивність базової установки складає 220 кг/год. водяної пари + 8 кг/год. повітря + 5 кг/год. вільних жирних кислот. Технологія дезодорації передбачає витягання жирних кислот (одорантів) шляхом барботажу гарячої водяної пари крізь шар оброблюваного палива при тиску 2 кПа. Підтримка такого рівня вакууму збільшує летючість одорантів і їх пари дифундують в бульбашки водяної пари.

Конденсація барботажного пару і підтримка тиску на певному рівні забезпечується за рахунок подачі води, що охолоджує, яка циркулює в контурі охолоджування через градирню.

Робочий тиск котельного пару, використовуваного пароструминними ежекторами як робочий струмінь активного потоку, складає 9 бар, температуру води охолоджування на вході 33 ºС.

Конденсат робочої пари, що подається в сопло активного потоку пароструминними ежекторами, забруднюється компонентами, що містяться у відкачуваному потоці разом з барботажним паром і не повертається в установку. Для конденсаторів поверхневого типа, використовуваних в установці, необхідне насосне відкачування конденсату, оскільки тиск конденсації менше атмосферного.

Вакуумні системи такого типа комбіновано використовують переваги спільної роботи пароструминних ежекторів і водокільцевих вакуумних насосів. Це означає, що пара, що барботується, стискується лише пароструминними ежекторами (так званими бустерами) до першої можливої стадії конденсації. А вже після першого рівня, за головним конденсатором змішення, можливі комбінації пароструминних ежекторів і водокільцевих насосів.

2. СХЕМА ВАКУУМУВАННЯ НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА

Пропоноване альтернативне схемне рішення (мал. 2) дозволяє мінімізувати вживання котельного пару у вакуумній системі. Відкачування парогазової суміші забезпечується рідинно-паровим ежектором, що працює у складі вакуумного агрегату.

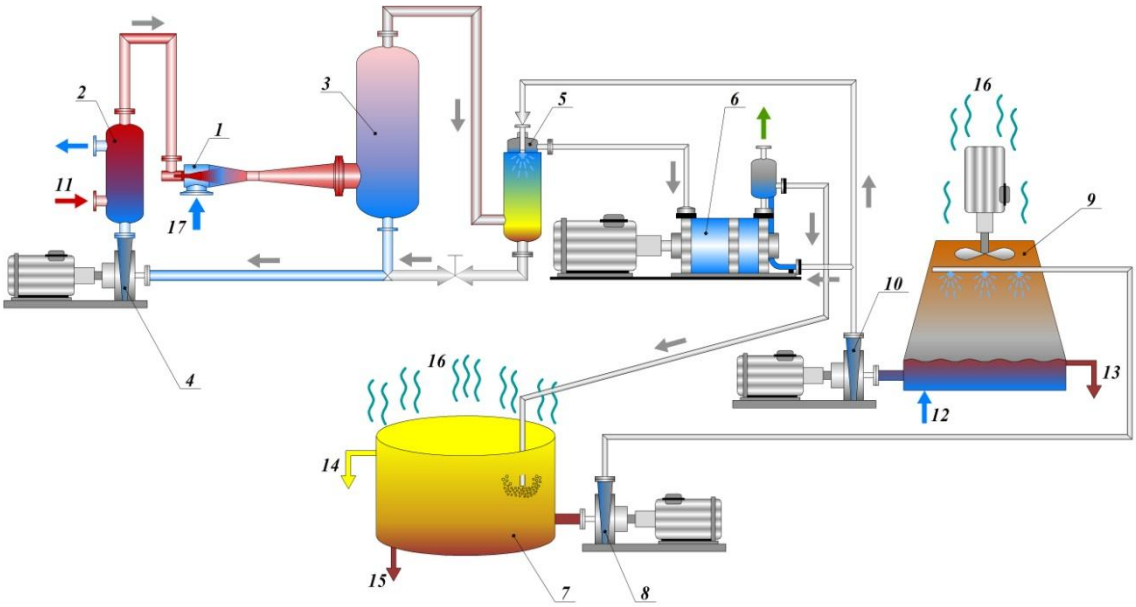


Схема вакуумної системи охолодження установки виробництва біодизельного палива на базі рідинно-парового ежектора:
1 - рідинно-паровий ежектор (1-й ступінь), 2 - теплообмінник-підігрівач, 3 - сепаратор, 4 - уиркуляційний насос, 5 - допоміжний конденсатор (зрошувального типу), 6 - рідинно-кільцевий вакуумний насос (4-й ступінь), 7 - барометрична ємність, 8 - насос охолоджуючої води, 9 - градирня, 10 - насос охолоджуючої води, 11 - пара підірівання води у теплообміннику-підігрівачі, 12 - охолоджувальна вода градирні, 13 - дренаж, 14 - відведення забрудненої рідини, 15 - дренаж, 16 - вихід газів, 17 - вхід пасивного потоку

Для конденсації парової фази потоку змішення після сепаратора і повернення робочої рідини в циркуляційний контур вакуумного агрегату передбачається конденсаторний блок, що включає конденсатор, водокільцевий вакуум-насос і систему охолоджування оборотної води.

Застосування механічного вакууму як форвакуумного пристрою в даному випадку доцільно з позицій забезпечення кращих показників енергоефективності вакуумної системи.

2.1 Принципова схема вакуумного агрегату на базі рідинно-парового ежектора

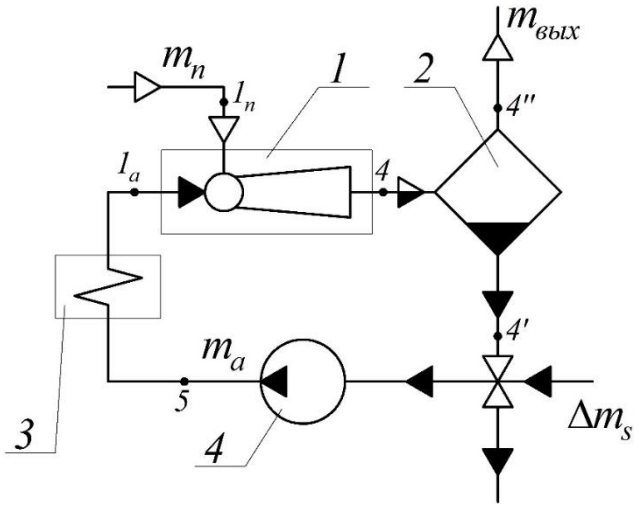


Рисунок 2.1 – Вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора 1 – рідинно-паровий ежектор, 2 – сепаратор, 3 – теплообмінник-підігрівач, 4 – циркуляційний насос

2.2 Робочий процес рідинно-парового ежектора

Робочий процес РПЕ заснований на принципі струминної термокомпресії. Проходження робочого середовища активного потоку через сопло Лаваля супроводжується процесом релаксаційного паротворення в його частині, що розширюється. Кінетика цих процесів характеризується наявністю трьох критичних перетинів, в яких відбувається структурна перебудова потоку. На зрізі сопла активного потоку робоча рідина має тиск нижче навколишнього середовища (ра < рн.с.). Перебіг робочого середовища активного потоку через сопло Лаваля відповідає процесу 1а-2а (мал. 4). Далі вона інжектує робоче середовище пасивного потоку, яке поступає в приймальну камеру з тиском р02.

На вході в камеру змішення відбувається вирівнювання тиску 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 р3 (процес 2к-3). У дифузорі відбувається подальше стискування змішаного потоку і досягнення тиску р4, рівне тиску на виході з ежектора (процес 3-4).

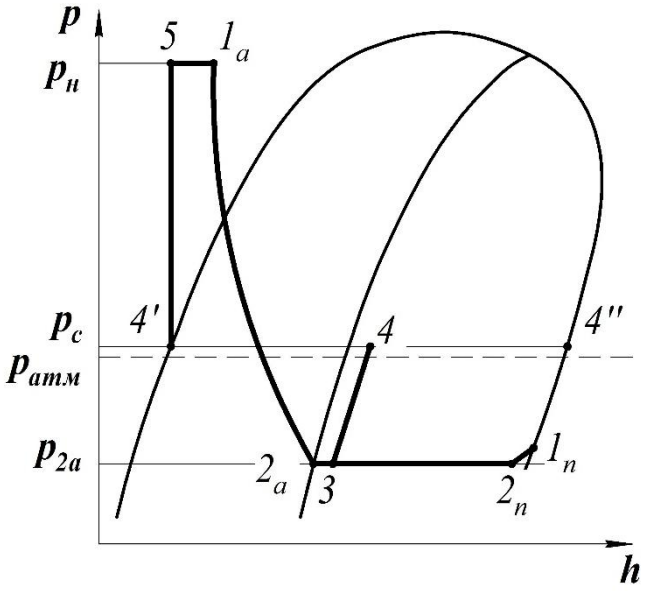


Рисунок 2.2 – Цикл РПЕ в p,h–координатах

Ефективність РПЕ в першу чергу визначається досконалістю процесів виділення скипаючої 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 перебігу відкачуваного потоку і режиму виділення парового потоку. По теорії массопередачі будь-яка взаємодія двох фаз відбувається внаслідок двох основних чинників: різниці парціального тиску 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.

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

3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА-ПІДІГРІВАЧА

1. Визначення теплового навантаження

$$Q_П = m_A \cdot q_П = 0.49 \cdot 249,47 = 122,24 кВт$$

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

$q_П = c_A \cdot \Delta T_A = i_{1A} - i_5 = 567,6 - 318,13 = 249,47 \frac{кДж}{кг}$ – питома теплового навантаження;

$c_A = 4.23 \frac{кДж}{кг}$ - теплоємність рідини в інтервалі T1A…T5 ;

T1A=135°C – температура входу активного потоку в РПЕ ;

T5=76°C – температура рідини після насоса.

2. Температурний напір

$$\Delta\bar{t} = \frac{t_{1A} - t_5}{\ln\frac{t_П - t_5}{t_П - t_{1A}}} = \frac{135 - 76}{\ln\frac{143,6 - 76}{143,6 - 135}} = 28,6°C$$

де $t_П$ - температура котельної пари

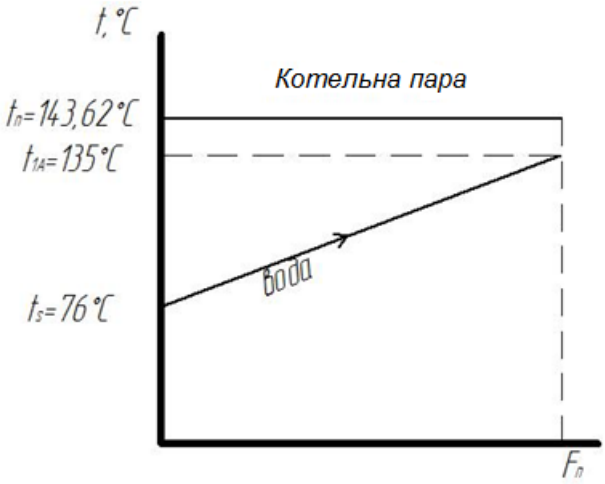


Рисунок 6 – температурний напір

3. Орієнтовочне значення коефіцієнта тепловіддачі

- для горизонтального кожухотрубного апарату з конденсацією пара в міжтрубному просторі

$$k = 2000 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

4. Теплопередавальна поверхня

$$F_П = \frac{Q_П}{k \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{122.24 \cdot 10^3}{2000 \cdot 28,6} = 2.137 м^2$$

5. Витрата теплоносія

$$(m_{кп})_{Т-П} = \frac{1.02 \cdot Q_П}{\Delta i_{Т-П}} = \frac{1,02 \cdot 122,4}{2042} = 0,06 \frac{кг}{с}$$

Коефіцієнт 1,02 враховує втрати теплоти в довкілля.

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

6. Зміна ексергії теплоносія

$$(\Delta E_{кп})_{Т-П} = (m_{кп})_{Т-П} \cdot \Delta e_{кп} = 0.4306 \cdot 781.59 = 336 кВт \qquad (29)$$

Для котельної пари:

$$\Delta e_{кп} = r(t_П) - T_{ос}(S'' - S') = 2134 - 293 \cdot (6.896 - 1.776) = 633.84 \frac{кДж}{кг} \qquad (30)$$

S'', S' - питома ентропія пари і конденсату при tп;

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

4. ПІДБІР ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО НАСОСА

Для підбору циркуляційного насоса необхідно визначити необхідний тиск насоса, його потужність, об'ємну витрату (подачу) рідини циркулюючої через насос. Требуемый напор насоса определяется по формуле:

$$\Delta P_н = P_а - P_4 = 400 - 40 = 360 \text{ кПа} = 36.71 \text{ м. вод. ст.}$$

где $P_а = 400$ кПа – тиск активного потоку;

$P_4 = 40$ кПа – тиск насиченої пари на виході з РПЕ;

Потужність циркуляційного насоса:

$$N_н = \frac{V_н \cdot \Delta P_н}{\eta_н \cdot \eta_{дв}}, \text{кВт}$$

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

$\eta_н = 0.75$–ккд насоса;

$\eta_{дв} = 0.9$–ккд электродвигуна.

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

$$V_н = \frac{\dot{m}_A}{\rho_4'} = \frac{0.49}{974.2} = 0.0005 \ \frac{м^3}{с} = 1.8 \ \frac{м^3}{час},$$

де $\dot{m}_A = 0.49 \ \frac{кс}{с}$– масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку)

$\rho_4' = 974.2 \ \frac{кг}{м^3}$– густина рідини в циркуляційному контурі.

Тоді потужність насоса:

$$N_н = \frac{0.0005 \cdot 360}{0.75 \cdot 0.9} = 0.26 \text{ кВт}$$

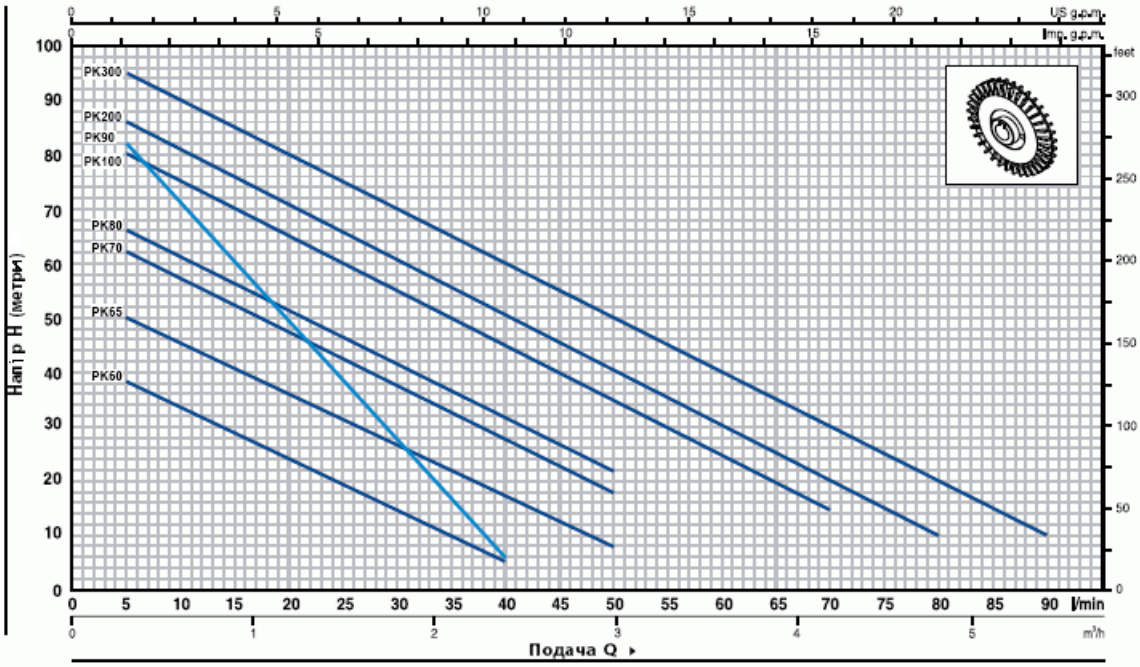
Виходячи з розрахованих даних підбираємо по каталогу насос Pedrollo PKm 60:

- Вихровий насос з чавунним корпусом.
- Робоче колесо – латунь.
- Подача до 90 л/хв. (5,4 м3/год)
- Напір до 100 м
- Манометрична висота всмоктування до 8 м

- Температура рідини від -10 до +60°С
- Максимальна температура довкілля +45°С

PEDROLLO ... the spring of life

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ 50 Гц n= 2900 об/хв HS= 0 м

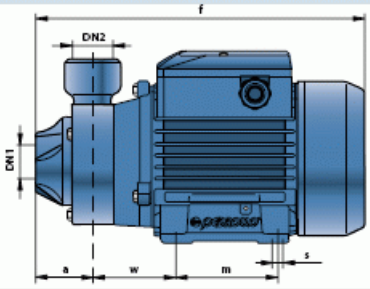


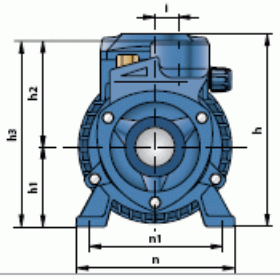
ТИП Однофазний	ТИП Трьохфазний	ПОТУЖНІСТЬ кВт	ПОТУЖНІСТЬ л.с.	Q м³/год	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4
				Q л/хв	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90
PKm 60®	PK 60®	0,37	0,50	H метри	40	38	33,5	29	24	19,5	15	10	5					
PKm 65	PK 65	0,50	0,70		55	50	45,5	40,5	36	31	27	22	17	8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

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

Допуск характеристик в відповідності до EN ISO 9906

РАЗМЕРЫ И ВЕС





ТИП Однофазний	ТИП Трьохфазний	ПАТРУБКИ DN1	ПАТРУБКИ DN2	a	f	h	h1	h2	h3	i	m	n	n1	w	s	кг 1~	кг 3~
				РОЗМІРИ мм													
PKm 60®	PK 60®	1"	1"	42	245	152	63	75	138	20	80	120	100	55	7	5,3	5,3
PKm 65	PK 65							80	143							6,9	6,4
PKm 70	PK 70			55	285	180	71	85	156		90	140	112	62		10,1	9,0
PKm 80	PK 80															10,1	9,0
PKm 90	PK 90	¾"	¾"	58	282			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

5. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВАКУУМНИХ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ УСТАНОВКИ ВИРОБНИЦТВА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

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 різнорідні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній вакуумній системі базується на сучасній термінології і положеннях, викладених у працях [1-3]. Ексергетичний аналіз 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.

Схема ексергетичних перетворень, які відбуваються у базовій та альтернативній схемах, показана на рис. 1.

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

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F}, \qquad (1)$$

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

$$E_D + E_L = E_F - E_P. \qquad (2)$$

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.

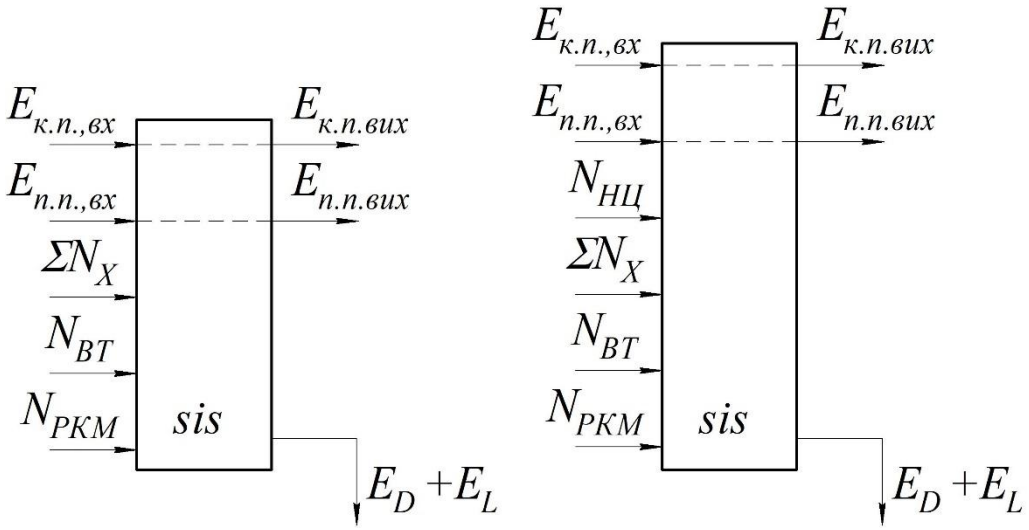


Рис. 1. Схема ексергетичних перетворень у базовій (а) та альтернативній (б) схемах

Застосування ексергетичного аналізу даного виду не потребує залучення ентропійного аналізу для розрахунку загальної деструкції та втрат ексергії в системі, як це випливає з рівняння (2).

Під час визначення E_P та E_F (див. формулу (1)) для розглянутих вакуумних систем були прийняті деякі припущення, що дозволяють зробити істотні спрощення в обчисленнях, а саме:

– потоки конденсатів, які виводяться із системи в навколишнє середовище після конденсаційних насосів, з огляду їх подальшого невикористання як енергетичних джерел віднесені до ексергетичних втрат;

– подібний підхід прийнятий і для потоків суміші на виході з ежектора *Е3* для базової схеми і на виході з віддільника рідини за альтернативною схемою;

– тепловий потік, що передається в навколишнє середовище після градирні також віднесений до категорії ексергетичних втрат;

– зміною ексергії натікань повітря нехтуємо.

З урахуванням вище перелічених припущень для базової схеми маємо:

$$E_{P1} = \dot{m}_{п.п.}\left(e_{п.п.,вих} - e_{п.п.,вх}\right),$$

$$E_{F1} = \left(\dot{m}_{к.п.}\right)_e \cdot e_{к.п.,вх} + \sum N_X + N_{ВТ} + N_{РКМ}\ .$$

Для схеми з термокомпресією

$$E_{P2} = \dot{m}_{п.п.}\left(e_{п.п.,вих} - e_{п.п.,вх}\right),$$

$$E_{F2} = \left(\dot{m}_{к.п.}\right)_П \cdot e_{к.п.,П} + N_{НЦ} + \sum N_X + N_{ВТ} + N_{РКМ}\ ,$$

де $\dot{m}_{п.п.}$ – масова витрата пасивного потоку, *кг/с*,

$\left(\dot{m}_{к.п.}\right)_e$ – сумарна масова витрата котельної пари на ежектори базової схеми, *кг/с*,

$\left(\dot{m}_{к.п.}\right)_{П}$ – масова витрата котельної пари через підігрівач циркуляційного потоку, *кг/с*,

$e_{п.п.,вх}$, $e_{п.п.,вих}$ – питома ексергія пасивного потоку за умовами входу і виходу системи вакуумування, *кДж/кг*,

$e_{к.п.,вх}$ – питома ексергія котельної пари на вході до ежекторів базової схеми, *кДж/кг*,

$e_{к.п.,П}$ – питома ексергія котельної пари на вході до підігрівача схеми на базі рідинно-парового ежектора, *кДж/кг*,

$\sum N_X$ – сумарна споживана потужність насосів холодоносія, *кВт*,

$N_{НЦ}$ – споживана потужність насоса циркуляційного контуру схеми на базі рідинно-парового ежектора, *кВт*,

$N_{ВТ}$ – споживана потужність вентилятора градирні, *кВт*,

$N_{РКВН}$ – споживана потужність рідинно-кільцевого вакуум-насоса, *кВт*.

Після ексергетичних перетворень зазначених величин для базової схеми одержимо:

$$E_{P1} = \dot{m}_{п.п.} \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot \left(T_{п.п.,вих} - T_{п.п.,вх} \right) - T_{о.с.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{п.п.,вих}}{T_{п.п.,вх}} - R \cdot \ln \frac{P_{п.п.,вих}}{P_{п.п.,вх}} \right) \right],$$

$$E_{F1} = \left(\dot{m}_{к.п.}\right)_e \cdot \left[\left(h_{вх} - h_{вих} \right) - T_{о.с.} \cdot \left(s_{вх} - s_{вих} \right) \right] + \sum N_X + N_{ВТ} + N_{РКМ} .$$

Для схеми на базі рідинно-парового ежектора

$$E_{P2} = \dot{m}_{п.п.} \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot \left(T_{п.п.,вих} - T_{п.п.,вх} \right) - T_{о.с.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{п.п.,вих}}{T_{п.п.,вх}} - R \cdot \ln \frac{P_{п.п.,вих}}{P_{п.п.,вх}} \right) \right],$$

$$E_{F2} = \left(\dot{m}_{к.п.}\right)_{П} \cdot \left[\left(h_{вх} - h_{вих}\right) - T_{о.с.} \cdot \left(s_{вх} - s_{вих}\right)\right] + N_{НЦ} + \sum N_X + N_{ВТ} + N_{РКМ}.$$

де $\tilde{c}_p$ – питома теплоємність пасивного потоку при середній температурі $\frac{T_{п.п.,вх} + T_{п.п.,вих}}{2}$, *кДж/(кг · К)*;

$T_{п.п.,\ вх}$ – температура пасивного потоку на вході до ежектора 1-го ступеня базової схеми та теплообмінника-підігрівача схеми на базі з РПЕ, *К*;

$T_{п.п.,\ вих}$ – температура пасивного потоку на виході з конденсатора після рідинно-кільцевого вакуумного насосу, *К*;

$T_{о.с.}$ – температура оточуючого середовища, *К*;

R – газова стала речовини пасивного потоку, *кДж/(кг · К)*;

$P_{п.п.,\ вх}$ – тиск пасивного потоку на вході до ежектора, *Па*;

$P_{п.п.,\ вих}$ – тиск пасивного потоку на виході з конденсатора після рідинно-кільцевого вакуум-насоса, *Па*;

$h_{вх}$ – ентальпія котельної пари на вході до ежектора 1-го ступеня базової схеми та теплообмінника-підігрівача схеми на базі з РПЕ, *кДж/кг*;

$h_{вих}$ – ентальпія котельної пари на виході з ежектора 3-го ступеня базової схеми та теплообмінника-підігрівача схеми на базі з РПЕ, *кДж/кг*;

$s_{вх}$ – ентропія котельної пари на вході до ежектора 1-го ступеня базової схеми та теплообмінника-підігрівача схеми на базі з РПЕ, *кДж/(кг · К)*;

$s_{вих}$ – ентропія котельної пари на виході з ежектора 3-го ступеня базової схеми та теплообмінника-підігрівача схеми на базі з РПЕ, *кДж/(кг · К)*;

$$E_{P1} = 0,059 \cdot \left[3,058 \cdot \left(353 - 306\right) - 293 \cdot \left(\begin{array}{l} 3,058 \cdot \ln\frac{353}{306} - \\ -0,455 \cdot \ln\frac{1 \cdot 10^5}{0,05 \cdot 10^5} \end{array}\right)\right] = 24,49 кВт,$$

$$E_{F1} = 0,426 \cdot \left[\left(2785,15 - 589,55 \right) - 293 \cdot \left(6,648 - 1,739 \right) \right] + \\ +6,5 + 3,15 + 4,0 = 336,25 \ кВт,$$

$$E_{P2} = 0,059 \cdot \left[3,058 \cdot \left(353 - 306 \right) - 293 \cdot \left(\begin{array}{l} 3,058 \cdot \ln \dfrac{353}{306} - \\ -0,455 \cdot \ln \dfrac{1 \cdot 10^5}{0,05 \cdot 10^5} \end{array} \right) \right] = 24,49 кВт,$$

$$E_{F2} = 0,061 \cdot \left[\left(2785,15 - 589,55 \right) - 293 \cdot \left(6,648 - 1,739 \right) \right] + 0,1 + \\ +3,2 + 2,1 + 4,0 = 55,59 \ кВт,$$

Ексергетична ефективність:

- базової схеми

$$\varepsilon_{ex,баз} = \frac{24,49}{336,25} = 0,073,$$

- схеми на базі рідинно-парового ежектора

$$\varepsilon_{ex,РПЕ} = \frac{24,49}{55,59} = 0,441,$$

Результати розрахунку режимних і енергетичних параметрів за порівняльними схемами наведені у табл. 1, ексергетичні показники – у табл. 2.

Табл. 1. Режимні і енергетичні параметри варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми	
		базовий	з РПЕ
1.	Початковий тиск у системі вакуумування, *кПа*	5	5
2.	Тиск всмоктування вакуум-насоса, *кПа*	40	40
3.	Тиск котельної пари, *кПа*	900	900
4.	Температура котельної пари, ^0C	180	180
5.	Масова витрата котельної пари, *кг/год*	1535	215
6.	Масова витрата пасивного потоку, *кг/год*	213	213
7.	Об'ємна витрата холодоносія, $м^3/год$	223	109
8.	Масова витрата холодоносія, *кг/год*	221885	108455
9.	Споживана потужність насоса холодоносія, *кВт*	6,5	3,2
10.	Споживана потужність насоса циркуляційного контуру, кВт	–	0,1
11.	Споживана потужність вакуум-насоса, *кВт*	4,0	4,0
12.	Споживана потужність вентилятора градирні, *кВт*	3,15	2,1

Табл. 2. Ексергетичні показники варіантів схемних рішень

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми	
		базовий	з РПЕ
1.	Ексергія потоку продукту, *кВт*	24,49	24,49
2.	Ексергія потоку палива, *кВт*	336,25	55,59
3.	Ексергетична ефективність	0,073	0,441

Для оцінки економічного ефекту від впровадження нової техніки, необхідно виконати термоекономічний розрахунок, який полягає у визначенні вартості палива, необхідного для базової та енергозберігаючої схем.

Для базової схеми у якості палива використовується перегріта котельна пара та електроенергія, яка необхідна для приводу насосу холодоносія, рідинно-кільцевого вакуумного насосу та вентилятора градирні. Тому загальна вартість палива визначається за формулою:

$$C_{баз} = C_{к.п.,баз} + C_{е/е,баз} = ц_{к.п.} \cdot \left(\dot{m}_{к.п.}\right)_e \cdot \tau_p + ц_{е/е} \cdot \left(\sum N_X + N_{ВТ} + N_{РКМ}\right) \cdot \tau_p ,$$

де $ц_{к.п.}$ – вартість перегрітої котельної пари, c_Q = 1915 *грн./Гкал* = 1,64 *грн./(кВт · год.)*,

τ_p – розрахунковий період роботи установки, τ_p = 4000 *год.*,

$c_{е/е}$ – вартість електроенергії для промислових підприємств України, $c_{е/е}$ = 1,68 *грн./(кВт · год.)*.

$$C_{баз} = 1,64 \cdot 1,535 \cdot 4000 + 1,68 \cdot \left(6,5 + 3,15 + 4,0\right) \cdot 4000 = 101797,6\, грн.$$

Для енергозберігаючої схеми вартість палива визначається наступним чином:

$$C_{РПЕ} = C_{к.п.,РПЕ} + C_{е/е,РПЕ} = ц_{к.п.} \cdot \left(\dot{m}_{к.п.}\right)_П \cdot \tau_p + \\ + ц_{е/е} \cdot \left(N_{НЦ} + \sum N_X + N_{ВТ} + N_{РКМ}\right) \cdot \tau_p ,$$

$$C_{РПЕ} = 1,64 \cdot 0,215 \cdot 4000 + 1,68 \cdot \left(0,1 + 3,2 + 2,1 + 4,0\right) \cdot 4000 = 64578,4\, грн.$$

Економічний ефект від впровадження нової вакуумної системи охолодження установки виробництва біодизельного палива складає:

$$E = C_{баз} - C_{РПЕ} = 101797,6 - 64578,4 = 37219,2\, грн.$$

Визначимо питому вартість одиниці продукту для базової та альтернативної схеми за формулою:

$$c_{G,баз} = \frac{C_{баз}}{\dot{m}_{п.п.} \cdot \tau_р} = \frac{101797,6}{0,213 \cdot 4000} = 119,48\, грн./т,$$

$$c_{G,РПЕ} = \frac{C_{РПЕ}}{\dot{m}_{п.п.} \cdot \tau_р} = \frac{64578,4}{0,213 \cdot 4000} = 75,8\, грн./т.$$

ВИСНОВКИ

У результаті порівняльного розрахунку схем вакуумування на базі триступеневого пароструминного ежектора та рідинно-парового ежектора, можна зробити висновок про те, що використання РПЕ дає можливість підвищити ефективність установки виробництва біодизельного палива наступним чином:

- спростити конструкцію установки шляхом переходу з двоступінчатого пароструменевого ежектора на одноступінчатий вакуумний агрегат на базі РПЕ.
- знизити початкові параметри робочої пари шляхом переходу на помірніші параметри робочої води активного потоку в РПЕ (з 9 бар і 225^0C до 4 бар і 135^0C) і мінімізувати споживання цієї пари унаслідок особливостей конструкції вакуумного агрегату на базі РПЕ, в якому робоча пара витрачається не як активний потік пароструминного ежектора, а лише в незначній кількості на підігрівання робочої води активного потоку в теплообміннику-підігрівачі (зниження використання пари).

За результатами ексергетичного аналізу бачимо, що енергоефективність вакуумної системи охолодження установки виробництва біодизельного палива на базі рідинно-парового ежектора у 6,04 рази вище, ніж для базової схеми.

Більш точна оптимізація вакуумної системи була проведена на базі термоекономічного аналізу за методикою Дж. Тсатсароніса, що враховує економічну модель для показника оптимізації у вигляді величини ексергетичної вартості продукту системи і виявила, що вартість палива для базової схеми складає 101797,6 *грн.*, а для енергозберігаючої – 64578,4 *грн.*, звідки слідує, що економічний ефект від впровадження нової схеми складає 37219,2 *грн*

СПИСОК ВИКОРИСТАННИХ ДЖЕРЕЛ

1. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е издание., перераб. – М:. Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
2. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. - М:. Наука, 1972. – 720 с.
3. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании: Учеб. пособие для втузов. – 3-е изд., испр. - М:. Высн. шк., 1986. – 448 с.
4. 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.
5. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса : ООО «Студия Негоциант», 2002. – 152 с.
6. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса: «Студия Негоциант», 2006. – 712 с.
7. Арсеньев В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження / В.М. Арсеньєв. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.