

Студентка 6 курсу, гр. ОН-51 Сидорко М.В., Науковий керівник доц., к.т.н. Ринкова Т.О., кафедра ТЕ

Національний технічний університет України "КПІ"

Україна, 03056, м.Київ-56, проспект Перемоги, 37

Довідка телефонної станції НТУУ "КПІ" – (+38 044) 236-79-89

<http://www.ntu-kpi.kiev.ua>, <http://www.ntu-kpi.edu.ua>, <http://www.kpi.ua>

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ОДНОКОРПУСНОЇ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ З ТЕРМОКОМПРЕСОРОМ

Annotation - The results of research of the evaporating device with the mechanical compressor are on consideration in this article. Objective of work - to investigate process of evaporation of solutions in this device and to define expenses of the electric power and fresh vaporatitswork.

The results of research allow to analyze processes passing in the evaporating device and to estimate efficiency of its work.

Аннотация - результаты исследования выпарного аппарата с механическим компрессором находятся на рассмотрении в этой статье. Цель работы - исследовать процесс выпаривания растворов в этом аппарате и определить затраты электроэнергии и свежего пара при его работе. Результаты исследования позволяют анализировать процессы проходящие в выпарном аппарате и оценить эффективность его работы.

Анотація - результати дослідження випарного апарата з механічним компресором знаходяться у цій статті. Мета роботи - дослідити процес випарювання розчинів в цьому випарному апараті та визначити витрати електроенергії та свіжого пара при роботі апарата. Результати досліджень дозволять аналізувати процеси які відбуваються у випарному апараті та оцінити ефективність його роботи.

Key words – the one-case evaporating device, secondary vapor, working vapor, the mechanical compressor, capacity of the compressor, efficiency, thermodynamic expediency..

Випарні установки з механічним стисненням вторинної пари, відрізняються значним споживанням електричної енергії [123]. За принципом дії такі установки подібні до теплового насоса. Практично вся вторинна пара стискується за рахунок електричної енергії і повертається у апарат. Установка потребує мінімальну витрату свіжої гріючої пари, як правило, тільки під час запуску її в дію (рис 1).

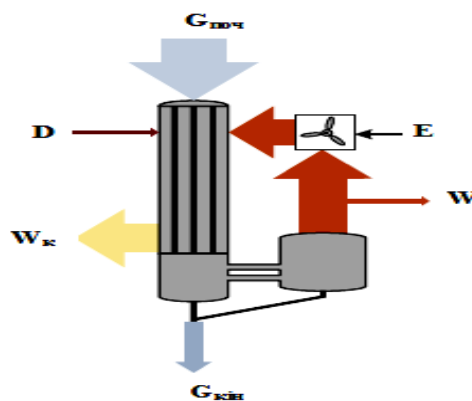


Рисунок 1. Механічна компресія вторинної пари

Необхідно дослідити роботу однокорпусної випарної установки з механічним компресором при однакових умовах роботи із зразковою однокорпусною випарною установкою. Треба визначити недоліки і переваги механічного методу рекомпресії вторинної пари.

Для рішення поставлених задач результати реалізації на комп'ютері статичної математичної моделі процесу випарювання в однокорпусній випарній установці доповнювались рівняннями для визначення витрати додаткової гріючої пари та залежністю, яка дає можливість встановити витрату електричної енергії у механічному компресорі.

Витрата додаткової пари. Відомо, що в термокомпресорі стискується тільки вторинна пара в кількості W кг/с, стан якої характеризується певними параметрами. Вона є низько потенціальною. А в міжтрубний простір кип'ятильної камери випарного апарата подається гріюча пара, витрата якої D кг/с і, яка має вищі за вторинну пару термодинамічні параметри. Значення W і D визначались при реалізації стичної математичної моделі процесу випарювання в зразковій однокорпусній випарній установці і згідно комп'ютерних досліджень складають:

$$D = 0,647 \text{ кг/с}, p_{г.п} = 2 \text{ бар}, t_{г.п} = 120,186^\circ \text{C};$$

$$W = 0,556 \text{ кг/с}, p_0 = 1 \text{ бар}, t_0 = 99,545^\circ \text{C}.$$

Як бачимо, $W < D$. І тому, для забезпечення всіх умов протікання процесу випарювання у випарному апараті з механічною компресією, необхідно додавати у міжтрубний простір випарного апарата протягом всього технологічного процесу додаткову кількість пари $D_{\text{дод}}$.

Кількість пари, яку треба додати, визначається з рівняння теплового балансу випарного апарата з механічним компресором[2]. Нехай витрата вторинної пари становить $W=0,556$ кг/с, ентальпія цієї сухої насиченої пари тиском $p_0=1$ бар складає $h_2=2676$ кдж/кг. У механічному компресорі пара стискується до $p_{г.п}=2$ бар. Якщо компресор неохолоджуваний (адіабатичний процес стиснення), то ентальпія перегрітої пари згідно h_s діаграми буде дорівнювати $h_{г.п}=2815$ кдж/кг. Ентальпію пари, що добавляється ззовні, прийемо такою, як ентальпію гріючої пари у зразковій однокорпусній випарній установці $h_{г.п}=2707$ кдж/кг.

Тоді рівняння теплового балансу однокорпусного випарного апарата з механічним компресором можна записати наступним чином:

$$\begin{aligned} W(h_{г.п} - c_g \cdot t_{г.п}) + D_{\text{дод}}(h_{г.п} - c_g \cdot t_{г.п}) \\ = (G_{\text{ноч}}(c_{ки} \cdot t_{ки} - c_{ноч} \cdot t_{ноч}) + W(h_2 - c_g \cdot t_{ки})) \cdot 1,05 \end{aligned} \quad (1)$$

В рівнянні (1) коефіцієнт 1,05 вказує на те, що втрати теплоти в навколишнє середовище складають 5% від загально отриманої розчином теплоти. З цього рівняння маємо:

$$D_{до} = \frac{(G_{ви}(c_{ви} \cdot t_{ки} - c_{ми} \cdot t_{ми}) + W(h_2 - c_6 \cdot t_{ки})) \cdot 1,05 - W(h_1 - c_6 \cdot t_{сп})}{(h_{сп} - c_6 \cdot t_{сп})} \quad (2)$$

Враховуючи результати реалізації математичної моделі процесу випарювання у однокорпусній зразковій випарній установці будемо мати:

$$D_{доо} = \frac{1357,5 \cdot 1,05 - 0,556(2815 - 4,19 \cdot 120)}{(2707 - 4,19 \cdot 120)} = 0,0634 \text{ кг/с}$$

Аналізуючи отриманий результат зазначимо, що витрата додаткової пари складає 11,4% від кількості вторинної пари. Це збігається с даними наведеними в літературних джерелах[4]. Далі можна перейти до визначення потужності механічного компресора та вибору його марки за каталогами або прайс-листами.

Потужність на привід механічного компресора. Потужність привода компресора визначається з урахуванням ККД механічних втрат ($\eta_m = 0,9$), втрат передачі, яка зв'язує компресор з електричним двигуном ($\eta_{неп} = 0,8 \div 1$) і втрат енергії в самому двигуні ($\eta_{ос} = 0,83$):

$$N_{np} = \frac{N_k}{\eta_{np}}, \quad (3)$$

де N_{np} - потужність привода компресора;

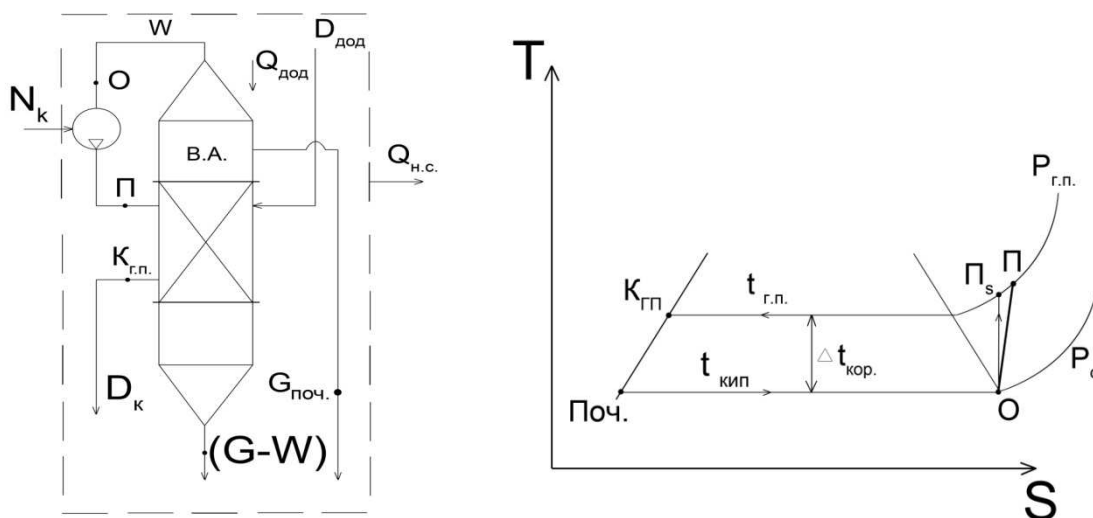
η_{np} - загальний ККД привода компресора;

N_k – індикаторна потужність компресора (потік механічної енергії, яка передається робочому середовищу в компресорній машині)

Загальний ККД привода компресора знайдеться як добуток складових за формулою:

$$\eta_{np} = \eta_m \cdot \eta_{неп} \cdot \eta_{ос}. \quad (4)$$

Для визначення індикаторної потужності компресора необхідно розглянути функціонування випарного апарата з рекомпресією вторинної пари, з позицій термотрансформації. Роботу апарата з тепловим насосом можна представити, як сукупність процесів, які утворюють розімкнений зворотній термодинамічний цикл, в даному випадку, цикл парокомпресійного теплового насоса, де функцію випарника і конденсатора виконують відповідні порожнини теплообмінної частини випарного апарата (трубний і міжтрубний простори грючої камери). На рис.2 представлена схема випарного апарата з механічною рекомпресією вторинної пари і розімкнений цикл теплового парокомпресійного теплового насоса.



а) б)
 а) схема матеріальних та енергетичних потоків
 б) процеси розімкненого циклу в TS діаграмі
 Рисунок 2. Випарний апарат з механічним компресором

Знайдемо потужність на привід компресора за відомою залежністю:

$$N_{np} = \frac{W \cdot (h_n - h_0)}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}}, \quad (5)$$

де $\eta_{oi} = 0,8$ - індикаторний ККД, який враховує відхилення адіабатичного процесу стиснення від оборотного процесу.

$$N_{np} = \frac{0,556 \cdot (2815 - 2675)}{0,8 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 0,83} = 130,25 (KBm)$$

Порівнюючи потужність парового компресора, який використовується для збільшення тиску вторинної пари з потужністю насосів для перекачування слабкого та упареного розчинів [6] бачимо, що потужність парового компресора перевищує сумарну потужність насосів у декілька разів.

Тобто можна зробити висновок, що витрата електричної енергії на виготовлення одиниці готової продукції у випадку механічної рекомпресії пари, буде більшою ніж у інших варіантах випарних установок з тепловими насосами.

Потужність на привід компресора є одним з режимних параметрів термотрансформації випарної установки з термокомпресором. Інші режимні параметри розглянемо далі.

Одним з режимних параметрів теплового насосу є теплопродуктивність Q_T . Це тепловий потік, який передається від низько потенціального середовища до середовища з більш високою температурою при конденсації гріючої пари у міжтрубному просторі кип'ятильної камери ВА (рис.2, процес П- K_{zn}). Оскільки процес конденсації у міжтрубному просторі гріючої камери ВА є ізобарним, то питома теплота дорівнює різниці ентальпій на кінці та початку процесу. І тому Q_T знайдеться за рівнянням:

$$Q_T = D_k \cdot (h_n - h'_{zn}) \quad (6)$$

де h'_{zn} - ентальпія конденсату гріючої пари, яка знаходиться, як добуток теплоємності води на температуру конденсації t_{zn} [5];

D_k - витрата конденсату, який видаляється з міжтрубного простору гріючої камери випарного апарата[6].

Тоді:

$$Q_T = (0,556 + 0,063) \cdot (2815 - 4,19 \cdot 120) = 1431,25 KBm$$

Енергоефективність будь-яких термомеханічних систем вимагає зіставлення корисного ефекту та енергетичних витрат на його реалізацію. Подібним показником для теплового насосу є коефіцієнт перетворення, який ще називається коефіцієнтом трансформації φ_{TP} , який представляє відношення теплопродуктивності до потужності привода:

$$\varphi_{TP} = \frac{Q_m}{N_{np}} \quad (7)$$

Останнім часом в інформаційних джерелах, присвяченим тепловим насосам, все частіше використовується позначення коефіцієнта перетворення в його абривіатурі англійської

таранскрипції, введене в [3], а саме COP (coefficient of performance), тобто $\varphi = COP$. Для випадку однокорпусної випарної установки з механічним компресором коефіцієнт перетворення дорівнює:

$$COP = \varphi_{Tp} = \frac{1431,25}{130,25} = 10,988 \approx 11$$

Розімкнений термодинамічний цикл теплового насоса у однокорпусній випарній установці з механічною компресією вторинної пари протікає в певному інтервалі температур від середньої яка дорівнює температурі кипіння $t_{kun} = 113^{\circ}C$; термодинамічної температури підводу теплоти, до середньої термодинамічної температури відводу теплоти при конденсації пари, яка не дорівнює $t_{en} = 120^{\circ}C$. Це пояснюється тим, що пара після механічного компресора є перегрітою. І необхідно визначити середню термодинамічну температуру відводу теплоти у тепловому насосі. Вона становить:

$$T_{1m} = \frac{q_{кон}}{\Delta S_{кон}} = \frac{h_n - h'_{en}}{s_n - s'_{en}} \quad (8)$$

Значення ентропії перегрітої пари знайдеться з h_s діаграми і дорівнює $s_n = 7,35 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$, а ентальпія перегрітої пари, становить $h_n = 2815 \text{ КДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$. Значення ентальпії конденсату визначалось при розрахунках за формулою (6), а ентропію конденсату при $t_{en} = 120^{\circ}C$ можемо обчислити за рівнянням:

$$s'_{Г.п} = c_e \cdot \ln \frac{T_{Г.п}}{273} \quad (9)$$

Вона дорівнює:

$$s'_{Г.п} = c_e \cdot \ln \frac{T_{Г.п}}{273} = 4,19 \cdot \ln \frac{393}{273} = 1,527 \text{ КДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$$

Підставивши всі знайдені значення величин у формулу (9) отримаємо:

$$T_{1m} = \frac{2815 - 502,8}{7,35 - 1,527} = 397,08 \text{ К} (\approx 124^{\circ}C).$$

Тоді коефіцієнт трансформації теплоти у ідеальному тепловому насосі, який не залежить від властивостей робочого тіла, а визначається тільки середніми термодинамічними температурами підводу та відводу теплоти знайдеться за виразом:

$$\varphi_{id} = \frac{T_{1m}}{T_{1m} - T_{2m}} \quad (10)$$

Отже:

$$\varphi_{id} = \frac{397,08}{397,08 - 386} = 35,8$$

Співвідношення між коефіцієнтами перетворення реального та ідеального циклів теплового насоса називають ступенем термодинамічної доцільності η_{Td} [3]:

$$\eta_{Td} = \frac{\varphi_{Tp}}{\varphi_{id}} = \frac{11}{35,8} = 0,307 \approx 31\%$$

Дослідження однокорпусної випарної установки з механічним компресором дають змогу зробити такі висновки.

По-перше, застосування механічної компресії вторинної пари при роботі однокорпусних випарних установок, вимагає збільшення витрати електроенергії в декілька разів.

По-друге, механічний компресор дорого коштує і вимагає постійного контролю всіх параметрів його роботи. Попадання крапель рідини у пару, яка стискується у компресорі, може призвести до зупинення його роботи.

По-третє, ступінь термодинамічної доцільності розімкненого циклу теплового насоса, що складається з випарного апарата і механічного компресора, не перевищує 31%.

Але економічність і енергетична ефективність встановлення механічного компресора в кожному окремому випадку треба перевіряти відповідними техніко-економічним аналізом, який буде проведений в майбутньому.

Перелік посилань:

1. Соколов Е.Я, Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд; М.: Энергоатомиздат, 1989.- 352 с.
2. Чернобыльский И.И. Выпарные установки. К.: «Вища школа», 1970, 244с.
3. Товажнянський Л.Л, Готлінська А.П. Процеси та апарати хімічної технології: Підручник: У 2ч. –Ч. 1, Харків: НТУ «ХП», 2007.- 616с.
4. www.gea-wiegand.com
5. Ривкин С.Л, Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. 2-е изд; Москва: Энергоатомиздат, 1984.-150с.
6. Сидорко М.В.,. Магістерська дисертація «Підвищення енергоефективності роботи випарних установок за рахунок рекомпресії вторинної пари», НТУУ «КПІ» 2011.

Аналіз режимів в системах з перетворювальними навантаженнями на основі складових обмінних процесів.

Дерев'яно Д. Г., аспірант, Величко Ю. С., магістрант (НТУУ «КПІ»).

Проведений аналіз показав актуальність формування комплексної системи характеристик та критеріїв оцінки електромагнітної сумісності в системах енергопостачання різного функціонального призначення, яка має адекватно відобразити особливості роботи потужного електроенергетичного обладнання та електричних мереж. Оцінено внесок споживача в рівні напруги та струму вищих гармонік у вузлах електричної мережі, вплив споживача на якість електроенергії в мережі.

Выполненный анализ показал актуальность формирования комплексной системы характеристик и критериев оценки электромагнитной совместимости в системах энергоснабжения различного функционального назначения, которая должна адекватно отображать особенности работы мощного электроэнергетического оборудования и электрических сетей. Оценено вклад потребителя в уровни напряжения и тока высших гармоник у узлах электрической сети, влияние потребителя на качество электроэнергии в сети.

Електроенергетика України є технологічно складною, територіально розгалуженою системою, що поєднує електрогенеруючі станції, Об'єднану електроенергетичну систему (ОЕС) та розподільчі електричні мережі країни [2, 4].

Стратегічною метою розвитку електроенергетичного комплексу України є його докорінна перебудова на засадах новітніх технологій із забезпеченням маневреності, енергетичної та економічної ефективності, екологічної прийнятності, зовнішньої конкурентоспроможності та ринкових умов функціонування, що забезпечить стале, надійне, безпечне, якісне постачання електричної енергії галузям економіки і соціальної сфери країни.

Для здійснення науково-технічної підтримки інтеграції енергетичної системи України в європейську енергетичну систему важливо проаналізувати стан електромагнітної сумісності в електричних мережах України, як на окремих об'єктах (включаючи розподілені системи енергопостачання, автономні об'єкти, потужне електроенергетичне обладнання), так і на рівні системоутворюючих електричних мереж.

Однією з важливих складових забезпечення паралельної роботи ОЕС України з енергетичними системами європейських країн є відповідність показників якості електричної