

УДК 662.995

## Енергоефективні вакуум-випарні установки для концентрування в молочній промисловості

А.С. Макаров<sup>1</sup>, А.І. Ходос<sup>2</sup>, М.О. Кирієнко<sup>3</sup>, М. П. Сенчук<sup>4</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., ст. наук. співр., ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», м. Калинівка, Україна,

Stefanovich makarov.anatoly@kmbp.com.ua.

<sup>2</sup> голова наглядової ради ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», khodos@kmbp.com.ua

<sup>3</sup> заступник директора ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», mihail\_kirienko@ukr.net.

<sup>4</sup>к.т.н., доц., Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, smp\_21@ukr.net.

ORCID: 0000-000-8968-7336.

*Проаналізовано застосування різних видів випарних установок для концентрування розчинів. Відмічено, що для згущення молочних продуктів найбільш перспективними є вакуумно-випарні установки плівкового типу з механічною компресією вторинної пари. Камера нагріву випарного апарата виконана у вигляді вертикального кожухотрубного теплообмінника з подачею гріючої пари в міжтрубний простір та зі спадним рухом продуктових розчинів у вертикальних кип'ятильних трубах. На підставі аналізу відомих досліджень з гідродинаміки і теплообміну плівкових процесів (конденсації, плівковому нагріві і випаровуванні та сепарації пари) зроблено висновок про відсутність даних для розрахунку з достатньою точністю втрат тиску в паровому контурі випарного апарата. Для вирішення цієї проблеми розроблено з використанням опублікованих результатів досліджень гідродинамічного опору удосконалені методики розрахунку гідравлічного опору міжтрубного парового тракту камери нагріву та двофазного потоку продуктової плівки і вторинної пари у випарних кип'ятильних трубах. До втрат тиску на переміщення вторинної пари в нижню камеру випарного апарата ураховано втрати на прискорення руху пари, що виділяється зі спадної плівки продукту. Показано, що гідравлічна депресія руху пари у міжтрубному просторі камери нагріву залежно від типу схеми може становити від 2,3% до 77% порівняно з робочим температурним напором поверхонь нагріву. Застосована в конструкції вакуумно-випарної установки чотириходовою схема руху гріючої пари забезпечує зниження гідравлічних втрат до 15%. Виконано техніко-економічний аналіз затрат на експлуатацію вакуумно-випарної установки продуктивністю 10 т/год випареної вологи, за яким установлено найменші приведені затрати при перепаді температур на компресорі 5°C. Результати досліджень використано при розробці конструкції і виготовленні вакуумно-випарних установок з механічною та із змішаною (механічною і термічною) компресією на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька обл.). Виготовлено і введено в експлуатацію 10 вакуумно-випарних установок продуктивністю від 5 до 20 т/год випареної вологи.*

*Ключові слова: вакуум-випарна установка, концентрування, згущення продукту, механічна компресія, термічна компресія, гріюча пара, вторинна пара, гідравлічна депресія, температурна депресія, удосконалена методика розрахунку контуру механічної компресії*

**Вступ.** Випарні установки застосовуються для згущення незбираного і знежиреного молока в молочно-консервних виробництвах, молочної сироватки, соків та інших рідин. Концентрування нелетких сухих речовин рідини до згущення здійснюється шляхом видалення з неї частини води випарюванням. Рушійною силою процесу випарювання є різниця температур гріючого теплоносія (пари) і кипіння продукту, що концентрується. Вибір випарної установки залежить від області застосування і первинних характеристик продукту. Випарювання для концентрування – збільшення вмісту сухих речовин за рахунок зменшення вмісту води може бути основним процесом чи попередньою операцією переробки в установці розпилювального сушіння в потоці гарячого повітря, нагрітого у висотемпературному повітрянагрівачі [13]. Випарювання є завжди енерговитратним процесом для будь-якого виробництва. Тому важливим завданням є вибір раціонального режиму тех-

нологічного процесу у досягненні ефективної роботи випарної установки. Випарювання може здійснюватися як при надлишковому тиску так і під розрідженням. У світовій практиці молочної промисловості вже з 30-х років минулого століття обладнання для згущення під атмосферним тиском застосовували здебільшого для згущення побічних продуктів переробки молока, а для концентрування переважної маси виробленого згущеного молока – енергоефективні і більш прийнятні в обробці термічно нестійкого молочного продукту вакуум-випарні установки. Вакуум-апарати у порівнянні з атмосферними мають такі головні переваги: економічність випарювання, більша швидкість випарювання і низька температура молока. У даний час новозбудовані заводи комплектуються виключно вакуум-випарними установками двох основних типів – з механічною або термічною компресією пари в плівкових апаратах, які забезпечують порівняно з іншими конструкціями

апаратів економію енергоносіїв і відповідну якість готової продукції. Набувають поширення плівкові апарати з механічною компресією вторинної пари (MVR), які порівняно з термокомпресійними (TVR) мають ряд переваг.

- витрата пари нижча приблизно в п'ять раз;
- низька температура випарювання в апараті, яка регулюється в межах 60-65°C;
- можливість зміни температури термообробки перед згущенням в межах 72-80°C. При температурі термообробки в межах 72-74°C можливе виробництво продукту високої якості;
- можливість зміни продуктивності установки до 80%;
- низька забрудненість конденсату, контроль забрудненості конденсату, можливість використання його на різні технологічні потреби;
- передбачена робота на продукті без використання градирні;
- менша площа під розміщення обладнання.

Водночас, широко застосовуваний в європейських країнах тип випарних установок з механічною компресією, в Україні і пострадянських країнах є порівняно новим обладнанням, впровадження якого на заміну існуючого менш ефективного обладнання як вакуум-випарні установки циркуляційного типу "Вігандт" вимагає володіння відповідними теоретичними і практичними знаннями. Так, процес випарювання є нераціонально енергоємним, що викликає нагальну необхідність зниження енергетичних витрат. Одним із шляхів енергоефективної експлуатації випарної установки є зменшення використання енергії в контурі механічної компресії, яка пропорційна втратам тиску при стисненні теплоносія. Відсутність достовірних даних по втратам тиску в контурі гріючої пари призводить до неточності в їх розрахунку, а відповідно і некоректного підбору обладнання з раціонально потрібною електричною потужністю. Оптимізація співвідношення між характеристиками теплообміну, уточненими втратами тиску і вартістю конструкції є важливим завданням при проектуванні випарного апарату.

**Актуальність дослідження.** Підвищення ефективності роботи вакуум-випарних установок для технологічних процесів концентрування продуктів молочно-консервних виробництв із забезпеченням економічності та надійності обладнання протягом тривалої експлуатації. Дослідження проводились в процесі освоєння виробництва вакуумно-випарних установок плівкового типу з механічною компресією на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька обл.).

**Останні дослідження та публікації.** Різноманітні конструкції випарних апаратів, що використовуються в промисловості, можна класифікувати по типу поверхні нагрівання, по її розміщенню у просторі, по типу теплоносія, а також залежно від того, рухається теплоносієм ззовні чи в середині труб нагрівальної камери. Відомі випарні апарати різної конструкції з неорганізованою природною та штучною циркуляцією продукту; прямоточні, в яких випарювання розчину відбувається за один його прохід, та з багатократною його циркуляцією; з випарюванням при атмосферному тиску і випарюванні під вакуумом. Однак найбільш суттєвим показником класифікації випарних апаратів, що характеризує інтенсивність їх дії є спосіб та кратність циркуляції розчину.

Значними перевагами характеризується вакуумний спосіб випарювання:

- випарювання у вакуумі при температурі близько 60°C рідин, які при атмосферному тиску мають температуру кипіння 100°C і їх переробка супроводжується фізико-хімічними змінами з втратою біологічної цінності продукту;
- зменшення втрат тепла в навколишнє середовище, і як наслідок - витрати гострої пари;
- можливість використання вторинної пари, що призводить до економії тепла та зменшення витрати гострої пари;
- менший час згущення і більше знімання продукту з 1 м<sup>2</sup> площі нагріву, завдяки більшому перепаду температур між теплоносієм і рідиною, що випарюється.

Різні види вакуум-апаратів:

- за принципом дії (періодичні і безперервні);
- за формою і розташуванню поверхні нагрівання (похилі, вертикальні);
- по використанню тепла вторинних парів (з використанням і без використання);
- по числу корпусів (одно-, двох- і багатокорпусні);
- по руху рідини, що концентрується (циркуляційні, зі висхідною або зі спадною плівкою).
- залежно від методу компресії вторинної пари: з механічною компресією пари (MVR); з термічною компресією пари (TVR); з об'єднанням механічної і термічної компресій.

Найпоширеніші економічні вакуум-випарні установки плівкового типу з випарними апаратами-кожухотрубними теплообмінниками, які дають змогу створювати великі поверхні теплообміну в одному апараті, прості у виготовленні і надійні в експлуатації.

При розробці конструкцій теплообмінних апаратів важливими є не тільки теплообмінні

характеристики, а і гідродинамічні – втрати тиску (гідрравлічний опір). Оскільки величина енергії, яка необхідна для перекачування теплоносія, пропорційна втратам тиску гідрравлічного тракту конструкції, то відповідно експлуатаційні затрати прямо визначаються величиною загальних втрат тиску.

Тому, для розробки ефективної конструкції випарних апаратів та оптимального вибору параметрів компресора необхідною умовою є точний розрахунок гідрравлічних втрат тиску як трубному так і міжтрубному просторі обладнання на рівні точності розрахунку тепловіддачі.

Відома значна кількість досліджень гідродинаміки і теплообміну плівкових процесів, як при конденсації пари [11, с.142-149, 375-379], так і при плівковому нагріві і плівковому випаровуванні [3, 4, 8, 21], ефективності сепарації пари [11, 12]. Ряд джерел [1, 5, 14] містять рекомендації по проектуванню плівкових апаратів. Ці матеріали становлять достатню науково-методичну основу для розрахунку процесів конденсації пари, плівкового випаровування і сепарації пари в складі продуктових і парових систем вакуумно-випарних установок з механічною компресією. На їх базі можуть бути визначені конструктивні розміри поверхні випаровування і необхідний для випаровування перепад температури пари на цій поверхні.

Разом з тим певну невизначеність при розробці вакуумно-випарної установки з механічною компресією являє сам паровий контур механічної компресії. І це при тому, що виробник механічного компресора [28] пропонує механічні компресори в широкому діапазоні температурних напорів. Відсутність достовірних даних по втратам тиску в контурі (гідрравлічна депресія) особливо відчутна при компресії пари на 3–5°C, де втрати можуть бути співмірні з робочим перепадом і приводити до значного росту витрат електроенергії. Це відноситься до ділянок механічної компресії: міжтрубний простір випарної колони і внутрішній простір випарних труб.

Міжтрубний простір випарної колони.

Рух потоків в міжтрубному просторі включає ділянки з поперечним омиванням трубного пучка, поворот на 180° в зоні вільній від перегородок, частковий повздовжній рух, байпасні потоки в зазорах перегородка – корпус та перегородка – випарні труби.

Найбільш розповсюджені у сучасних працях рекомендації по розрахунку гідрравлічного опору міжтрубного простору кожухотрубних теплообмінників з перегородками були запропоно-

вані в [10] у вигляді таблиці місцевих опорів, серед яких є складова опору трубного пучка

$$\zeta = 3 \cdot m / Re^{0,2},$$

де  $m$  – число рядів труб в напрямку руху потоку.

Були також опубліковані [15], і почали використовуватись формули визначення коефіцієнту опору трубних пучків, отримані Морозовим К.С., які для пучків з шаховим розташуванням труб діаметром  $d$  ( $s_1$  – поперечний крок;  $s_2$  – повздовжній крок) мають вигляд:

$$\text{при } s_1/d < s_2/d \quad \zeta = (4 + 6 \cdot m) Re^{-0,25},$$

$$\text{при } s_1/d > s_2/d \quad \zeta = (5,4 + 3,9 \cdot m) Re^{-0,29}.$$

Табличні значення коефіцієнтів місцевого опору [10], віднесених до швидкості в ділянці з поперечним омиванням таких ділянок, як вхід в міжтрубний простір, вихід з нього, поворот на 180° навколо перегородки в трубному пучку, в діапазоні 0,5-2,5 використовували без змін.

Треба відзначити, що приведений метод у вище наведеній літературі придатний для теплообмінників з одноходовим рухом теплоносія, нормалізованими відстанями між перегородками (0,5 D при діаметрі корпусу  $D > 0,8$  м) [2] і розміром вільного сегмента перегородки 25%). Між тим, відстань між перегородками в трубному пучку вакуумно-випарної установки визначається допустимою (с точки зору запобігання вібрації) безопорною довжиною труб і перевищує 2D. Для зменшення гідрравлічної депресії у випарних апаратах може застосовуватися двоходовий рух теплоносія з одною середньою і двома крайніми перегородками.

Другий підхід (метод Д.Керна), приведений в [23, с. 625], полягає у визначенні сумарного опору міжтрубного простору теплообмінника за рахунок комбінації певного вибору визначальних параметрів поперечного і повздовжнього омивання і використанні експериментальних значень коефіцієнтів опору. Для врахування впливу поперечних ділянок визначальною є швидкість при поперечному омиванні труб, а вплив повздовжніх ділянок – визначальним діаметром  $d_e$  і відношенням  $\frac{D}{d_e}$  та режимним фактором – залежністю коефіцієнта опору  $\zeta$  від числа Рейнольдса. Основна розрахункова формула для визначення втрат тиску,  $\Delta P$ , Па

$$\Delta P = \zeta (N + 1) W^2 \left( \frac{\gamma}{2} \right) \cdot \left( \frac{D}{d_e} \right) \quad (1)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору, який визначається за табличними даними залежно від числа Re;  $N$  – число перегородок;  $W$  – швидкість на поперечній ділянці, м/с;  $\gamma$  – густина сія, кг/м<sup>3</sup>;  $D$  – діаметр корпусу, м,  $d_e$  – еквіва-

лентний діаметр поперечного перерізу корпусу з трубами і без перегородок, м.

У [17, с. 25] повідомляється про розробку в Делаверському університеті США напіваналітичної методики гідравлічного розрахунку в міжтрубному пучку на ЕВМ методом циклічних наближень. У [27] повідомляється про вдосконалення методики Делаверського університету, однак рекомендацій для користування названими методиками не надано.

Ґрунтовні вимірювання гідравлічного опору кожухотрубних теплообмінників виконано дослідниками Холлом і ін. в [24]. Було проведено досліди на 24 типах пучків кожухотрубного теплообмінника, результати яких узагальнені у вигляді залежності для визначення втрат

$$\Delta P = \zeta \left( \frac{Q}{0,063} \right)^\alpha, \quad (2)$$

де  $\Delta P$  – втрати тиску, кПа;  $\zeta$  та  $\alpha$  – константи для конкретної конфігурації трубного пучка;  $Q$  – об'ємна витрата теплоносія, м<sup>3</sup>/с.

Постійний множник  $\zeta$  і показник степені  $\alpha$  приведені дослідниками для кожного типу пучка без узагальнюючих рекомендацій по розрахунку залежно від геометричних характеристик.

Перспективним є створення методики розрахунку сумарного гідравлічного опору міжтрубного простору вакуумно-випарної установки на базі останніх рекомендацій по розрахунку гідравлічного опору при поперечному обтіканні «ідеальних» трубних пучків [6,9,29] а також рекомендацій розрахунків гідравлічного опору при повздовжньому обтіканні «ідеальних» пучків стержнів [9, с. 31-36] з урахуванням дослідних даних [24] і методу Керна Д. [23].

Паровий тракт випарних труб. Паровий потік у випарних трубах проявляє себе як фактор, що впливає на стійкість плівки, і гідравлічну депресію. Стійкість роботи плівкового випарного апарату залежно від швидкості пари досліджувалась в [3], автори надали рекомендації по допустимим швидкостям вторинної пари на виході з випарних труб. У [1] пропонувалась методика теплового і гідравлічного розрахунку плівкової випарної установки, в якій враховано вплив руху пари парового ядра на тертя на верхній плівки і на тепловіддачу. У [18] на прикладі чотирикорпусної установки визначалась температурна депресія, викликана опором руху пари в випарних трубах. Тиск в корпусах установки змінювався від 1 бара до 0,15 бара. Встановлено, що в четвертому корпусі, який працює при тиску 1,5 бара температурна депресія становить 1,5–4,7 °С, що перевищує допустимі межі. Для визначення депресії у [18] приймались до уваги тільки втрати на тертя.

Слід відзначити, що вторинна пара виходить радіально з плівки продукту в парове ядро з незначною швидкістю порядку 0,01 м/с. Не врахування втрат тиску на прискорення маси випаруваної вологи з плівки до швидкості виходу з труби можуть бути співмірні з втратами на тертя і заслуговують на розрахункове дослідження.

**Метою роботи** є визначення (встановлення) оптимальних режимних параметрів роботи вакуумно-випарної установки плівкового типу із забезпеченням зниження експлуатаційних витрат на підставі результатів розробленої удосконаленої методики гідравлічного розрахунку контуру механічної компресії.

**Виклад основного матеріалу.** У роботі розглянуто вакуумно-випарну установку (ВВУ) однокорпусну зі спадними плівками в трубному пучку і механічною компресією пари. Установка призначена для згущення молочних продуктів: знежиреного молока (ЗМ) та концентрованої сироватки (КС) перед розпилювальним сушінням в потоці гарячого повітря. ВВУ включає: випарну колону з сепаратором пари, пластинчатий теплообмінник з секціями для підігріву продукту гарячим конденсатом регенерації тепла після пастеризації, горизонтальний паровий трубчатий теплообмінник, витримувач продукту, горизонтальний трубчатий конденсатор, механічний компресор, паровий компресор трубчастого теплообмінника, балансний бак продукту, вакуумні насоси, бак ущільнювальної води, трубну панель, збірники конденсату, продуктові і конденсатні насоси, трубопроводи: продукту, гострої і вторинної пари, циркуляційної води конденсату та концентрованих розчинів, контрольно-вимірювальні прилади, арматуру, систему автоматизації.

Основні процеси згущення продукту здійснюються у випарному апараті з сепаратором пари. Випарний апарат виконаний з камерою нагріву у вигляді вертикального кожухотрубного теплообмінника (колони) з подачею гріючої пари в міжтрубний простір і спадним рухом плівки продукту у вертикальних трубах з циркуляцією в 5-ти секціях трубного пучка (рис.1). Верхня частина випарної колони (1) є камерою подачі продукту (2) в окремі секції з пристроями рівномірного розподілення продукту на внутрішню поверхню труб (3) і утворення на їх внутрішніх стінках спадної плівки продукту. Нижня частина колони є камерою (4) роздільного збору продукту з окремих секцій та відводу всієї вторинної пари, що виходить з пучка труб, в циклонний сепаратор (5).

Продуктовий контур. Первинний продукт в



установку поступає через трубну панель в балансний бак, а далі в пластинчатий теплообмінник, в першій секції якого підігрівається конденсатом до температури 48°C, а в другій секції догрівається до температури 60°C від нагрітого продукту. утвореного після нагрівання в кожухотрубному нагрівачі приблизно до 72°C. Охолоджений в пластинчатому теплообміннику, термічно оброблений продукт з температурою приблизно 62°C подається насосом через продуктову трубу (6) у верхню камеру (2) випарної колони на вхід першої секції пучка труб, а далі послідовно проходить через інші продуктові труби і чотири секції пучка труб (3), згущуючись до заданого вмісту сухих речовин. Далі концентрат продукту з нижньої камери п'ятої секції насосом через трубну панель подається на сушильну установку. У складі продуктового контуру передбачено постійний дренаж відсепарованого продукту з сепаратора на вхід продуктових насосів, а також відгалуження від вихідного продуктопроводу для скиду в бачок або в каналізацію.

**Контур води.** Охолоджуюча вода з градирні використовується в конденсаторі при пуску і зупинці установки. Вода з водопроводу подається в балансний бак продукту а також в систему подачі концентрованих розчинів. Ущільнююча вода подається на сальники насосів та на охолодження вакуумних насосів.

**Контур конденсату.** Конденсат пари з випарної колони та конденсатора з температурою не вище 60°C відводиться в конденсатний бак (7), з якого конденсатним насосом подається на першу секцію пластинчатого теплообмінника для підігріву первинного продукту. Конденсат пастеризатора з температурою вищою ніж 60°C подається через шайбу в корпус колони для скипання і зливається разом з конденсатом колони. Надлишок конденсату з компресора зливається в конденсатозбірник (8) і періодично скидається в каналізацію.

**Контур пари.** У технологічній схемі випарної установки (колони) застосовують гостру і вторинну пару. Гостра пара надходить з колектора пари на підмішування до гріючої пари колони та в термокомпресор (9). Гріючою парою є вторинна пара, що утворюється в процесі випарювання вологи зі спадних плівок продукту в трубах. Ця вторинна пара механічним компресором (10) стискується і подається в міжтрубний простір - гріючу камеру (6) випарної колони, нагріває трубний пучок, забезпечуючи процес згущення продукту. Основна кількість вторинної пари з сепаратора (невелика кількість вторинної пари через регулятор розрідження

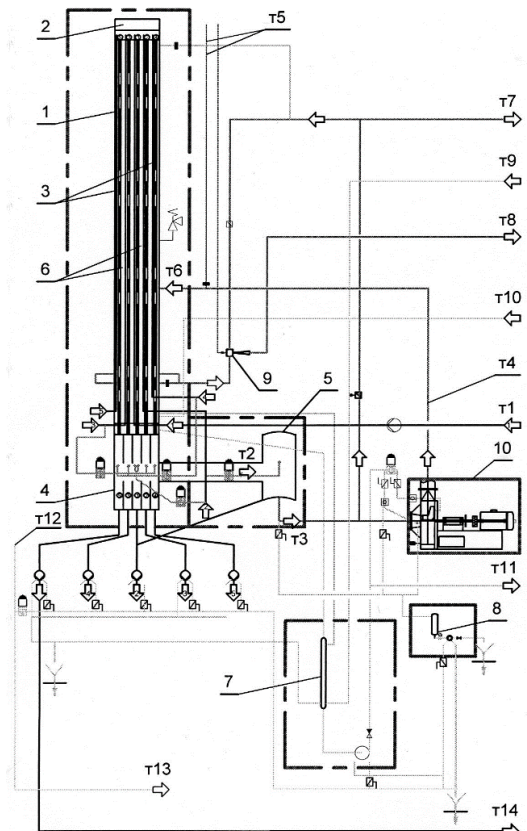


Рис. 1. Технологічна схема вакуум-випарної колони, трубопроводи: t1 – термічно обробленого продукту; t2 – вторинної пари; t3 – відсепарованої вторинної пари; t4 – стисненої вторинної пари; t5 – гострої пари; t6 – гріючої пари; t7 – пари до конденсатора; t8 – пари до пастеризатора; t9 – конденсату з конденсатора; t10 – конденсату з пастеризатора; t11 – конденсату до першої секції пластинчатого теплообмінника підігріву первинного продукту; t12 – охолоджувальної води; t13 – до вакуумних насосів; t14 – згущеного (концентрату) продукту  
Примітка. Поз. 1 – 10 див. за текстом

відводиться на конденсатор) стискується механічним компресором до стану перегрітої пари, перехід якої в насичений стан досягається впорскуванням конденсату. Після добавлення до вторинної пари на виході компресора гострої пари, суміш в якості гріючої пари з підвищеним тиском і температурою подають в міжтрубний простір. Гріюча пара конденсується на трубах при передачі тепла до продукту. Пара, що виділилася з плівки рухається по центральному каналу труби, в нижню камеру колони. Неконденсовані гази відсмоктуються з нижньої частини випарної колони разом з парою і в суміші з гострою парою надходять в термокомпресор (9). З верхньої частини колони неконденсовані гази відводяться на конденсатор.

**Схема контуру механічної компресії** (рис.2). Склад: камера нагріву випарної колони (1), верхня камера подачі продукту (2), нижня камера відводу продукту і виходу пари (3), сепаратор (4), паропровід вторинної пари (5), механічний компресор (6), паропровід

стисненої пари (7), вхідна парова камера (8), підтримуюча перегородка середня (9), підтримуючі перегородки крайні (10), випарні труби (на рисунку не показано).

Робочий режим контуру визначається взаємодією складових механічної компресії, якими є:

- напірно-витратна характеристика механічного компресора при заданих обертах в вигляді залежності температури нагріву пари від масової витрати пари. Така характеристика надається виробником механічного компресора в графічному вигляді зручному для цифрової апроксимації в тому числі з врахуванням регулювання числа оборотів;

- сумарна температурна характеристика парового контуру (поверхні випаровування та елементів парового тракту), як необхідний перепад температури залежно від продуктивності по випареній волозі.

Характеристика системи механічний компресор – контур парової компресії (рис.3) побудована на базі теплотехнічних розрахунків вакуумно-випарної установки (тут не приводяться): поверхня випаровування установки 1000 м<sup>2</sup>, середній коефіцієнт теплопередачі становить 1600 Вт/м<sup>2</sup>К, затрати тепла 690 кВт на 1000 кг/год випареної волози, величина температурної депресії 0,69°C, гідравлічна депресія – для номінального режиму 0,67°C і приймалась пропорційно квадрату відношення витрат пари.

Максимальні параметри механічного компресора 4276 об/хв з перепадом температури пари 6,8°C. Робочий режим процесу випарювання забезпечується при обертах двигуна 3820 об/хв і різниці температури 5,06 °C (перетин характеристик).

Гідравлічний розрахунок паропроводів, вхідної і вихідної парової камери колони виконується за загальними методиками [8]. Деяке уточнення прийнято для ділянки лінзових компенсаторів за результатами досліджень, проведених в [26], за якими визначена величина коефіцієнта опору дволінзових компенсаторів з «сорочкою» і без неї не перевищує 0,1 проти 0,3 в [8].

*Особливості розрахунку гідравлічного опору парового тракту трубного пучка випарної колони.*

Перепад температури в трубному пучку випарної колони має три складові:

- опір руху первинної пари в міжтрубному просторі трубного пучка (гідравлічна депресія 1);
- перепад температури між первинною і вторинною парою в процесі теплопередачі "пара-стінка", термічний опір стінки, теплопереда-

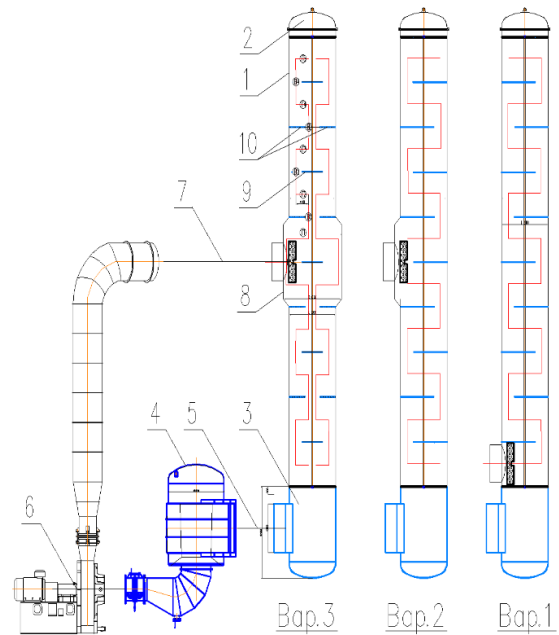


Рис. 2. Тракт пари вакуум-випарної колони із схемами руху пари в міжтрубному просторі: 1 – 1 хід; 2 – 2 ходи; 3 – 4 ходи

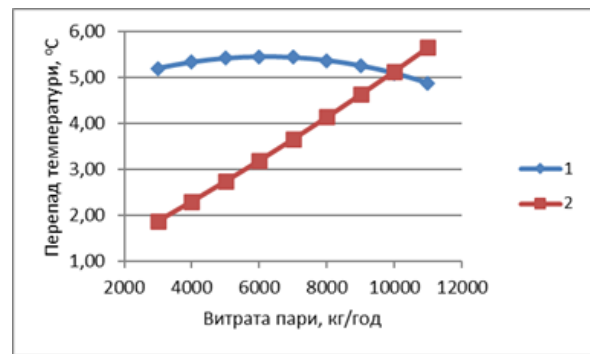


Рис. 3. Характеристика системи: механічний компресор (1) – контур парової компресії (2)

ча "стінка–продукт", та фізико-хімічна депресія продукту виражені в °C і Па; ▪ опір руху вторинної пари у випарних трубах від її початку і до виходу в нижню камеру (гідравлічна депресія 2).

Міжтрубний простір кожухотрубного теплообмінника складається з циліндричного корпусу з верхньою і нижньою трубними решітками і розміщеним в ньому трубним пучком (поверхня випаровування) з проміжними підтримуючими перегородками. Відстань між перегородками визначається допустимою (с точки зору запобігання вібрації) безпечною довжиною труб, а їх форма і взаємне розміщення – необхідністю сформувати в корпусі теплообмінника тракт руху первинної пари. Як правило, тракт має форму багатоголового змієвикового руху.

У випадку рідини масова витрата в міжтру-

бному просторі є незмінною і завданням організації тракту є найбільш повне поперечне омивання труб, наближене до «ідеального» поперечного омивання пучка з мінімальним перетіканням в зазорах між перегородками і корпусом. Для парового нагріву масова витрата пари по тракту зменшується по мірі її конденсації. Для кожної ділянки є частина пари, що конденсується, і частина, що проходить транзитом. Завданням організації парового тракту є мінімальний гідравлічний опір (гідравлічна депресія) транзитної пари. Перетікання пари в нормалізованих зазорах між перегородками і корпусом майже не впливає на інтенсивність процесу конденсації і на величину гідравлічної депресії.

Розрахунок гідравлічного опору міжтрубного тракту кожухотрубного теплообмінника становить певні проблеми, так як процес поєднує ділянки з поперечним і повздовжнім омиванням труб, а також повороти потоку і перетоки в зазорах між корпусом і перегородками.

Як розвиток методу Д. Керна пропонуємо розглянути тракт рідини чи пари в трубному пучку кожухотрубного теплообмінника як сукупність окремих ділянок з «ідеальним» поперечним омиванням і «ідеальним» повздовжнім омиванням.

Межі ділянки з поперечним омиванням – відстань між внутрішніми краями сегментних перегородок: це довжина, діаметр корпусу і відстань між перегородками визначають поперечний переріз, вісь потоку – середина відстані між перегородками. Межі ділянок з повздовжнім омиванням – між осями сусідніх поперечних потоків, площу становить площа сегмента за мінусом площі перерізу труб.

Для шахового пучка з «ідеальним» поперечним омиванням є усталені рекомендації щодо коефіцієнта опору  $\zeta$  [19, с.238-569], [17, с.12-13], останні з них приведені в [9, с.33]:

$$\zeta = \zeta_0(m + 1), \quad \zeta_0 = C_s Re^{-0,27},$$

де  $m$  – число рядів вздовж потоку;  $C_s$  – коефіцієнт форми пучка. Для пучка з параметрами

$$(d = 40 \text{ мм}, s_1 = s_2 = 50 \text{ мм}, x_1 = \frac{s_1}{d} = 1,25, \emptyset = \frac{(x_1 - 1)}{(x_2 - 1)} = 1 \text{ коефіцієнт форми дорівнює}$$

$$C_s = 3,2 + 0,66 \cdot (1,7 - \emptyset)^{1,1} + (1,44 - x_1) / 0,11 \cdot (0,8 + 0,2 \cdot (1,7 - \emptyset)^{1,5}) = 5,027.$$

Разом з тим в [9, с.31-36] рекомендується користуватись рис.1.3, де використовуються експериментальні дані приведені в [6, с.239] та [29, с.1318]. Ці джерела дають значення  $C_s=6$ , яке і прийнято для розрахунків.

Методика розрахунку гідравлічного опору пучка гладких стержнів приведена в [9].

$$\zeta = 0,21 \cdot Re^{-0,25} \left(1 + \left(\frac{s}{d} - 1\right)^{0,32}\right).$$

Число Рейнольдса розраховується по еквівалентному діаметру пучка стержнів з їх розміщенням у вершинах трикутника в решітці

$$d_e = d \left(2 \cdot \frac{3^{0,5}}{\pi} \cdot \left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1\right),$$

де  $d$  – зовнішній діаметр стержнів;  $s$  – відстань між стержнями.

**Перевірка запропонованої методики гідравлічного розрахунку міжтрубного простору.** Запропонована методика гідравлічного розрахунку міжтрубного простору була перевірена за опублікованими в [24] результатами замірів гідравлічного опору повнорозмірного кожухотрубного теплообмінника. Конструктивні характеристики теплообмінника: внутрішній діаметр корпусу 0,59 м, довжина між трубними дошками 3,58 м, діаметр зовнішнього контуру пучка труб 0,568 м, діаметр сегментних перегородок 0,587 м, число ходів 6 і 8. Діаметр гладкої трубки 19,1мм, товщина стінки 1,2 мм, відносний крок труб 1,25, число труб в повному трубному пучку 499. Використовувались також оребрені трубки з діаметрами оребрення: зовнішнім 19,1 мм і внутрішнім 15,9 мм. Взаємне розташування труб по вершинах рівностороннього трикутника і квадрата. Орієнтація по відношенню до поперечного потоку: по нормалі до сторони трикутника і квадрата, паралельно одній з сторін трикутника, в напрямку на вершину квадрата. Діаметр вхідних патрубків 356 мм і 254 мм. Сегмент перегородки становив від 16% до 30 % діаметра. У ряді дослідів сегменти були вільні від трубок.

За результатами досліджень 24 серій випробувань різних конструктивних варіантів теплообмінника отримано узагальнюючу залежність для визначення втрат тиску (див. формулу 2) та приведено результати розрахунків по запропонованій авторами методиці.

Нами для аналізу були прийняті два варіанти дослідів 1 і 5 з розташуванням труб в пучку по вершинах рівностороннього трикутника з відносним кроком 1,25 і орієнтацією по відношенню до поперечного потоку – по нормалі до сторони трикутника, що відповідає трубному пучку вакуумно-випарної установки.

Для цих випадків дані досліджень такі:

- 1) витрата теплоносія, м<sup>3</sup>/год: 227, 340, 510, 565;
- 2) варіант 1 – число секцій 8, константа опору 37,4 та показник степені 1,93;
- 3) варіант 5 – число секцій 6, константа



опору 23,3 та показник степені 1,87.

За запропонованою у цій роботі методикою розрахунку гідравлічний тракт теплообмінника (рис.2) представлений як сума ділянок з «ідеальним» поперечним омиванням шахового трубного пучка та ділянки з повздовжнім омиванням гладких труб в трикутній упаковці. Гідравлічний опір розраховувався по окремим ділянкам за загально прийнятими методиками, а сумарна величина опору всіх ділянок порівнювалась з даними досліджень Холла і ін. [24] і розрахунком по [19, с.238-569].

Результати розрахунків приведені на рис. 4.

Максимальні відхилення (розбіжності) розрахункових величин від експериментальних даних за варіантом 1 складають за запропонованою методикою не більше 10 %, а за існуючою методикою - 24 %, за варіантом 5 відповідно 20% і 33%. В зоні малих витрат, більш близьких до режимів парового тракту відхилення за запропонованою методикою становлять 10% і 6% проти 20% і 33% за існуючою методикою.

З застосуванням запропонованої методики з метою оптимізації схеми руху пари виконано розрахунки 3-х варіантів міжтрубного тракту (рис.2):

1 - відповідно до нормалізованої схеми кожухотрубних теплообмінників [2] з підводом пари знизу колони і системою одинарних перегородок;

2 - з підводом пари посередині висоти колони і системою одинарних перегородок;

3 - з підводом пари посередині висоти колони з системою підтримуючих перегородок: 5 середніх перегородок і 4 пари крайніх.

У першому варіанті витрата пари на один поперечний хід становить 100% , в другому – 50%, в третьому 25%. Результати розрахунку – рис. 5.

При одноходовому русі пари опір становить 3500 Па і спів мірний з перепадом тиску на поверхні випаровування – 4580 Па.

Застосування двоходового руху знижує опір до 560 Па, а чотириходового – до 110 Па, що становить не більше 3% перепаду тиску на поверхні випаровування. Паровий тракт міжтрубного простору за третім варіантом утворюють 8 ділянок з повздовжнім омивання труб і 10 пар ділянок з поперечним омиванням шахового пучка труб. На рис.6 приведені розрахунки гідравлічного опору чотириходового між трубного тракту кожухотрубного теплообмінника випарного апарата за існуючою [19] та запропованою методиками показали значні розходження у величинах сумарних втрат тиску і підтверджують необхідність врахування втрат тиску в поз-

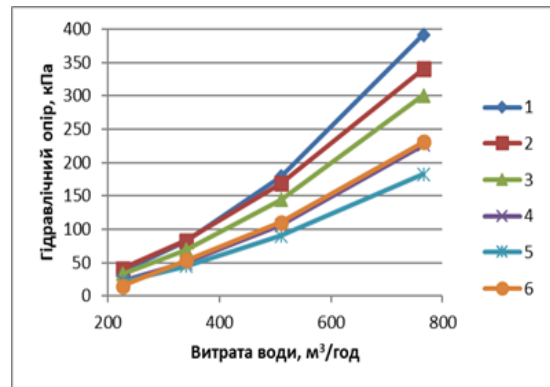


Рис. 4. Порівняння розрахункових величин гідравлічного опору міжтрубного простору з даними дослідів Холла (1,4) за запропонованою методикою (2, 5) та за методикою [19] (3, 6) за варіантами: перший - 1, 2, 3; п'ятий - 4, 5, 6.

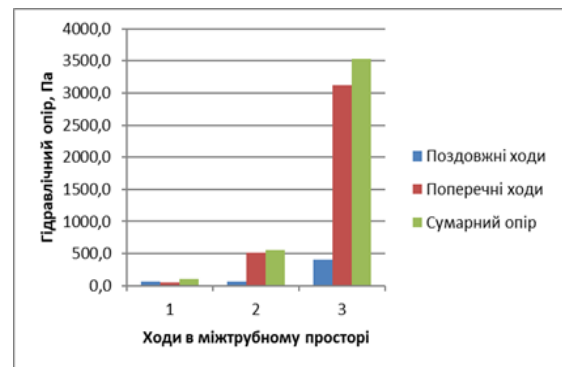


Рис. 5. Порівняння втрат тиску в міжтрубному просторі із схемами руху пари: 1 – 4 ходи; 2 – 2 ходи; 3 – 1 хід

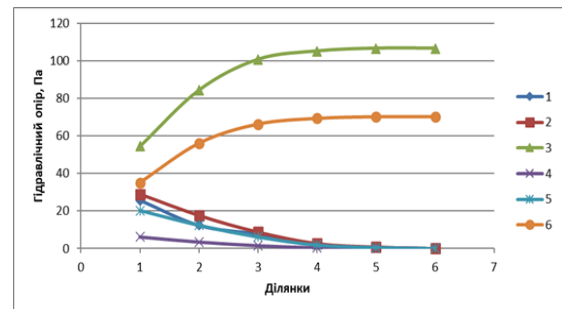


Рис. 6. Опір руху вторинної пари у міжтрубному просторі: повздовжній, поперечний і сумарний за розрахунком: 1, 2, 3 – по запропонованій методиці; 4, 5, 6 – за даними [19]

довжніх ділянках камери нагрівання при розрахунку гідравлічної депресії в загальному тракці механічної компресії.

*Методика розрахунку гідравлічного опору руху вторинної пари в випарних трубах.*

Втрати на тертя, оцінка режимів руху вторинної пари.

Результати досліджень кільцевих двофазних потоків з плівкою на стінці труби і центральним газовим потоком приведені в [25]. При ламінарному режимі тонкої плівки рідини на стінці труби гідравлічний опір руху газового потоку



підпорядковується закономірностям для гідравлічно гладких труб. Зі збільшення товщини плівки виникає хвильовий режим її руху. Хвилі діють на газовий потік як виступи шорсткості, значно збільшуючи гідравлічний опір. Другим фактором збільшення опору є виникнення бульбашкового кипіння з піноутворенням. Граничні теплові навантаження, для запобігання цього явища визначено в [5].

Таким чином в випарних трубах повинна бути забезпечена необхідна щільність зрошення, ламінарний режим руху плівки і режим випаровування без переходу в бульбашкове кипіння.

У теплових розрахунках даної роботи підтверджено, що режим течії плівки продукту є ламінарним. Число  $Re$  плівки становить 54–460 при граничному значенні  $Re=1400–1500$  [8]. Теплове навантаження поверхні випаровування знаходиться в межах 2400–6900 Вт/м<sup>2</sup> при граничних значеннях 13400–19800 Вт/м<sup>2</sup> [3].

Втрати тиску на прискорення руху пари

Вторинна пара у випарних трубах утворюється по всій їх довжині від зони подачі продукту з верхньої камери до зливу продукту в нижню камеру з подальшим виходом вторинної пари на сепаратор. Витрата і швидкість пари  $W$  по довжині труби зростає лінійно від нульового значення на вході до максимуму на виході. На кожній ділянці пара, що виділяється з плівки продукту, надходить в основний потік пари з нульовою швидкістю в осьовому напрямку і мають місце втрати тиску на прискорення руху пари.

Схема розрахунку включає визначення втрати тиску на тертя і втрати тиску на прискорення руху плівкової пари в основному потоці випарних труб. Розрахунок проводиться для сумарної паропродуктивності випарної установки з рівномірним розподілом пари по трубах трубного пучка. Труба по довжині поділена на 10 частин з визначенням надходження пари на ділянку та витрати пари на вході і на виході.

Розрахунок втрат тиску на тертя проводився по середній витраті пари на ділянці, а коефіцієнт тертя визначався, як для «сухого режиму», за загально прийнятими формулами для круглих гладких труб:

$$\text{ламiнарний режим} - \lambda = \frac{64}{Re},$$

$$\text{турбулентний режим} - \lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Розрахунок втрати тиску на прискорення виконувався по витраті пари на виході з ділянки як для вузла завантаження продукту пневмотранспорту за формулою [22, с.51-55, 108-111]

$$\Delta P = \rho \frac{W^2}{2} \cdot \left( \frac{\lambda l}{d} + 1,14 \cdot \mu \right) \quad (3)$$

де  $\frac{\lambda l}{d}$  – коефіцієнт опору тертя для ділянки;  $\mu$  – співвідношення витрати вихідної пари з плівки на ділянці і середньої витрати пари у випарній трубі.

Результати розрахунку гідравлічного опору випарної труби представлено на рис. 7.

Як видно, втрати тиску на прискорення руху плівкової пари перевищують втрати на тертя. Сумарний гідравлічний опір внутрішнього тракту парових труб становить 350 Па і є другим за величиною (після сепаратора) в контурі механічної компресії.

**Економічна ефективність.** Економічна ефективність характеризується приведеними затратами (сума експлуатаційних затрат і амортизаційних відрахувань) та терміном окупності. Для вакуумно-випарної установки з механічною компресією приведені затрати в основному визначаються затратами електроенергії на привід механічного компресора і вартістю обладнання – випарної колони з паровим контуром.

Параметром оптимізації виступає робочий перепад температури, створений механічним компресором. Зі збільшенням різниці температури зменшується поверхня випарної колони і її вартість. Одночасно зростає витрата і вартість електроенергії (рис. 8).

Для аналізу прийнята випарна установка продуктивністю 10 000 кг/год випареної вологи і типовий механічний компресор фірми "Piller" (Німеччина). У табл.1 приведені результати розрахунку величини поверхні випаровування залежно від заданого перепаду температури.

Оптимальним є температурний напір механічного компресора 5°C (рис. 9), з яких 3,8°C реалізується на передачу тепла на поверхні випаровування, 1,2°C – сума температурної і гідравлічної депресії. Поверхня теплообміну становить 1043 м<sup>2</sup>, витрата електроенергії 114 кВт.

**Загальні розрахунки по запропонованій методиці.** На підставі розробленої методики виконано розрахунок контуру механічної компресії вакуумно-випарної установки з продуктивністю по випареній волозі 10000 кг/год (табл.2, рис.10,11).

Прийнято оптимальну поверхню випаровування 1050 м<sup>2</sup> (очікуваний температурний напір механічного компресора 5°C), визначено кількість випарних труб, які розділено на 7 секцій. Прийнято конструктивну схему випарної колони, сепаратора і паропроводів. У розрахунок для ділянок з гідравлічною депресією визначалися перепади тиску, для ділянок з термічним

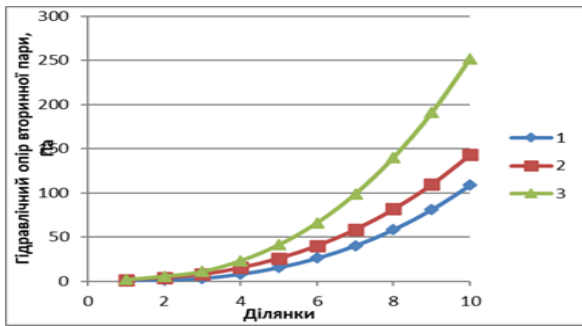


Рис. 7. Гідравлічний опір руху вторинної пари у випарній трубі: 1 – втрати опору на тертя; 2 – втрати опору на прискорення руху плівкової пари; 3 – сумарний опір

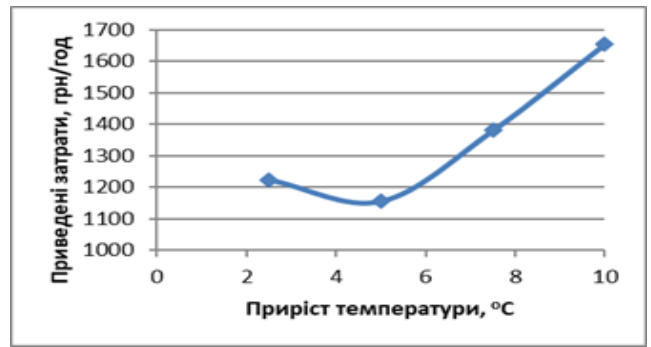


Рис. 9. Залежність приведених затрат на згущення продукту від перепаду температури механічного компресора

Таблиця 1

Величина поверхні випаровування

N n/n	Назва	Од. вим.	Величина
1	2	3	4
1	Температурний напір компресора	°C	2,5
2	Кількість тепла	кВт	6539
3	Середнє значення коефіцієнта теплопередачі	Вт/(м <sup>2</sup> град)	1650
4	Температурна депресія	°C	0,7
5	Гідравлічна депресія (попередньо)	°C	0,5
6	Температурний напір поверхні	°C	1,3
7	Потрібна поверхня випаровування	м <sup>2</sup>	3048

Продовження таблиці 1

N n/n	Величина		
1	5	6	7
1	5,0	7,5	10,0
2	6539	6539	6539
3	1650	1650	1650
4	0,7	0,7	0,7
5	0,5	0,5	0,5
6	3,8	6,3	8,8
7	1043	629	450

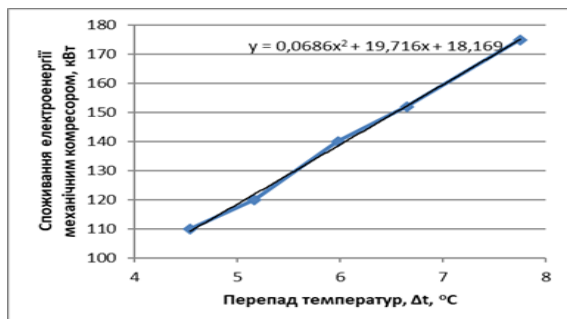


Рис. 8. Споживання електроенергії механічним компресором залежно від перепаду температури

Таблиця 2

Розрахунок робочих обертів механічного компресора

N n/n	Назва	Од.вим.	Величина
1	Випарена волога	кг/год	10000
2	Питомий перепад температури	°C/(кг/год)	0,0038
3	Середнє значення температурної депресії	°C	0,69
4	Необхідний перепад температури пари на поверхні теплообміну	°C	4,47
5	Необхідний приріст температури пари	°C	5,10
6	Параметри механічного компресора:		
	- в робочому режимі	об/хв	3831
	- в базовому режимі	об/хв	4276
	- відношення числа обертів		0,90
	- відношення квадратів числа обертів		0,81
7	Витрата пари (перерахунок)	кг/год	11161
8	Константи рівняння апроксимації		$-2,5 \cdot 10^{-8}$
			$34,5 \cdot 10^{-5}$
			5,606
11	Приріст температури пари (перерахунок)	°C	5,09
12	Число обертів (розрахунок)	об/хв	3831

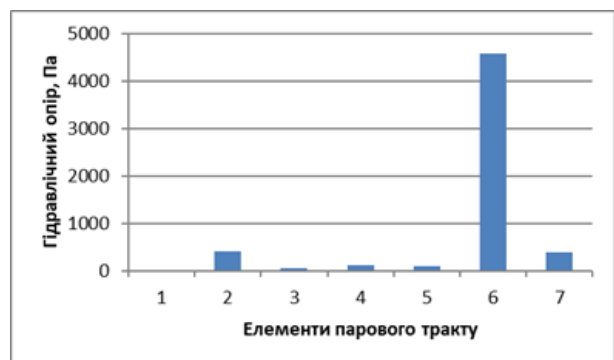


Рис. 10. Гідравлічний опір руху пари в елементах контуру механічної компресії:

1 – паропровід; 2 – сепаратор; 3 – компенсатори; 4 – паропровід гризючої пари; 5 – міжтрубний простір; 6 – поверхня випаровування; 7 – випарні труби

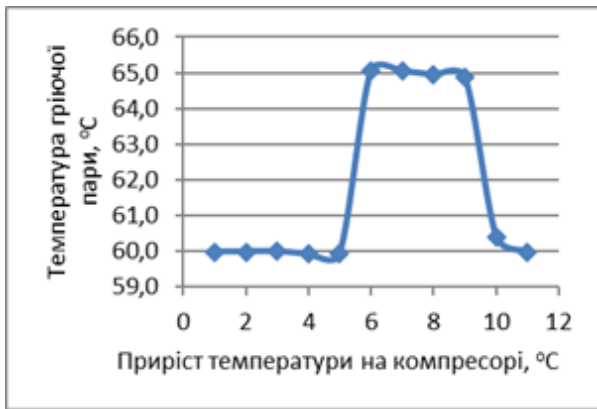


Рис. 11. Графік температури в системі: механічний компресор – контур грійоючої і вторинної пари

опором і фізико-хімічною депресією – перепади температур.

Шляхом перерахунків через таблиці фізичних констант води отримано два види перепадів – тисків і температур.

Необхідний температурний напір механічного компресора становить 5,09 °C, з них гідравлічна депресія 0,7°C, робочі оберти 3831 об/хв, споживання електроенергії 120 кВт.

**Висновки.** На основі аналізу типів і наявного парку вакуумно–випарних установок для згущення молочних продуктів зроблено висновки що найбільш перспективними є вакуумно–випарні установки плівкового типу з механічною компресією вторинної пари.

Відома значна кількість досліджень гідродинаміки і теплообміну плівкових процесів, як при конденсації пари так і при плівковому нагріві і випаровуванні, ефективності сепарації пари, результати яких становлять основу для розробки нових установок.

Разом з тим певну проблему при розробці вакуумно–випарної установки з механічною компресією являє сам паровий контур механічної компресії. Відсутність достовірних даних по втратах тиску в контурі (гідравлічна депресія)

особливо відчутна при компресії пари на 3–6°C, де втрати можуть бути співмірні з робочим перепадом і приводити до значного росту витрат електроенергії.

Запропонована нова форма робочих характеристик механічного компресора і контуру механічної компресії для визначення робочого режиму і регулювання обертів двигуна компресора.

З використанням опублікованих результатів досліджень гідродинамічного опору міжтрубного тракту кожухотрубних теплообмінників запропонована удосконалена методика розрахунку гідравлічного опору міжтрубного тракту випарної камери.

Виконано розрахунковий аналіз 3-х варіантів схеми міжтрубного простору випарної колони, які показали що гідравлічна депресія на цій ділянці залежно від типу схеми може становити від 2,3% до 77% від робочого перепаду температури на поверхні нагріву

Розроблено методику розрахунку гідравлічного опору при русі пари в випарній трубці з урахуванням втрат тиску на прискорення руху пари, що виділяється з плівки продукту.

Виконано техніко–економічний аналіз затрат на експлуатацію вакуумно–випарної установки залежно від робочого перепаду температур на компресорі. Установлено, що мінімальна величина приведених затрат має місце при перепаді температур на компресорі 5°C.

Результати досліджень використано при розробці конструкцій і виготовленні вакуумно–випарних установок ВВУп-Мк-Пк з механічною та змішаною (механічною і термічною) компресією на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька обл.).

Виготовлено і введено в експлуатацію 10 установок продуктивністю від 5 до 20 т/год випареної вологи.

## Література

1. Василенко С.М. Теплогідравлічний розрахунок плівкових випарних апаратів/ С.М. Василенко, А.В. Форсюк, В.В. Шутюк, Н.В. Чепель // Наукові праці УДУХТ – 2002, № 11. – с. 124-126.
2. Краткий справочник по теплообменным аппаратам/В.А. Григорьев, Т.А. Колач др. – М: Госэнергоиздат, 1982. – 256 с.
3. Доманский И.В. Теплоотдача в падающей пленке жидкости/ И.В. Доманский, В.Н. Соколов // Журнал прикладной химии. – 1967, т. XI, вып.1. – с. 66-71.
4. Доманский И.В. Определение режимов устойчивой работы выпарных аппаратов с падающей жидкостной пленкой/ И.В. Доманский, В.Н. Соколов // Журнал прикладной химии. – 1967, т. XI, вып. № 2. – с. 365-370.
5. Доманский И.В. Машины и аппараты химических производств. Примеры и задачи/ И.В. Доманский. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с. 196-203.
6. Жукаускас А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М., Наука, 1962. – 472 с. 239
7. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/Под ред. И.Е. Идельчика. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с. 467 с.
8. Каретников Ю.П. Исследование теплоотдачи в пленке кипящей жидкости/Ю.П. Каретников // Журнал



технической физики. – 1954, вып. 2. – № 24. – с. 193-199.

9. Справочник по теплогидравлическим расчетам/Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С. – М.: Энергоатомиздат, 1990. –360 с.

10. Кичигин М.А. Теплообменные аппараты и выпарные установки/М.А. Кичигин, Г.Н. Костенко.– М: Госэнергоиздат, 1955. – 392 с.

11. Кутепов А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании/А.М.Кутепов, А.М.Стерман, Н.Г.Стюшин – М.: Высшая школа, 1988. – 448 с.

12. Левераш В.И., Давыдов И.Ф., Голуб С.И., Красиков А.Н. Экспериментальное исследование уноса на моделях выпарных аппаратов с падающей пленкой // Вопросы атомной науки и техники. Опреснение соленых вод. – 1974, вып. 1(5). – с. 26-34.

13. Макаров А.С., Сенчук М.П., Ходос А.І., Кириєнко М.О. Підвищення ефективності технологічної схеми промислового високотемпературного повітрянагрівача/А.С.Макаров, М.П. Сенчук М.П., А.І. Ходос, М.О. Кириєнко//Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2022. – Вип. 40. – с.6-15.

14. Процеси і апарати харчових виробництв: навч. посіб. /За ред. проф. І.Ф. Малежика. – Київ: НУХТ, 2012. – 543 с.

15. Михеев М.А. Основы теплопередачи/М.А. Михеев. И.М. Михеева. – М: Энергия , 1977. – 344 с.

16. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) /Под ред. С.И. Мочана. – Л.: Энергия, 1977. – 256 с.

17. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Том 2 /Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко, А.А. Михалевица, В.К. Шицова. – М: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

18. Ронкин В.М. Определение рациональной конструкции выпарного аппарата с целью увеличения эффективности работы/ В.М. Ронкин// Промысловая подготовка нефти и газа. – 2012, вып. 2. – с. 90-93.

19. Теплотехнический справочник. Том 2 – М: Энергия, 1968. – 896 с.

20. Стабников В.Н. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств/ В.Н. Стабников. –Киев.: Вища школа, 1985. – 199 с.

21. Тананайко Ю.М. Методы расчета и исследования пленочных процессов/Ю.М. Тананайко, Е.Г. Воронцов.– К.: Техніка, 1975. –312 с.

22. Успенский В.А. Пневматический транспорт материалов во взвешенном состоянии/ В.А. Успенский// . Свердловск - Москва: Государственное научно - техническое издательство по черной и цветной металлургии, 1952. – 112 с.

23. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники/ Т. Хоблер. – Л.: Химиздат, 1961. – 820 с.

24. Холл. Измерение падения давления в потоке воды в межтрубном пространстве опытного теплообменника промышленного масштаба/Холл, Ченовет, Уомбсансс//Труды американского общества инженеров-механиков (перевод на рус.). Теплопередача. – 1988. – № 4. – С. 43-51.

25. Хьюитт Дж., Холл-Тейлор Н. Кольцевые двухфазные течения. Перевод с английского/Дж..Хьюитт, Н.Холл-Тейлор. – М. Энергия, 1974. –408 с.

26. Чуракова С.В. О величине гидравлического сопротивления линзовых компенсаторов/ С.В. Чуракова// Энергомашиностроение. – 1962. – № 4. – с. 29-30.

27. Kistler R. S. Heat Exchanger Shellside Pressure Drop: Comparison of Predictions With Experimental Data/R. S. Kistler, J. M. Chenoweth//Mem.ASME Heat Transfer Research, Inc., Alhambra, CA. – 1988, Vol. 110. – с. 68-76.

28. Piller Blowers & Compressors GmbH. Посилання: <https://www.piller.de>.

29. Handbook of heat transfer/W.M. Rohenow, J.P. Hartnett– USA: Mc Grow Hill, 1998 – 1500 s.

## References

1. Vasilenko S.M. Teplohivrahlichnii rozrakhunok plivkovikh viparnikh aparativ/S.M.Vasilenko, A.V. Forsiuk, V.V. Shutiuk, N.V. Chepel // Naukovi hrazi UDUKHT – 2002, № 11. – s. 124-126.

2. Kratrii spravochnik po teploobmiennim apparatam/V.A. Grigoiev, T.A. Kolach i dr. – М: Gosenergoizdat, 1982. – 256 s.

3. Domanskii I.V. Tehlootdacha v padaiushchei plienkie zhidkosti/ I.V. Domanskii, V.N. Sokolov // Zhurnal hrikladnoi khimii. – 1967, t. XI, vyp.1. – s. 66-71.

4. Domanskii I.V. Opriedielienie rezhimov ustoichivoi raboty vyparnykh apparatov s padaiuiei zhidkostnoi plienkoi/ I.V. Domanskii , V.N. Sokolov // Zhurnal prikladoi khimii. – 1967, t. XI, vyp. № 2. – s. 365-370.

5. Domanskii I.V. Mashiny i apparaty khimichieskikh proizvodstv. Priimery i zadachi/ I.V. Domanskii. – L.: Mashinostroiienie, 1982. – 384 s. 196-203.

6. Zhaukas A. Konvektyvni pierienos v tieploobmiennikach. – М., Nauka, 1962. – 472 s.

7. Spravochnik po hivravlichieskim soprotivlieniiam/Pod red. I.E. Idelchika. – М.: Mashinostroiienie, 1975. – 559 s.

8. Karietnikov Yu.P. Issliedovaniie tieplootdachi v plienkie kipiashchiei zhidkosti/Yu.P. Karietnikov // Zhurnal tiekhnichieskoi fiziki. – 1954, vyp. 2. – № 24. – s. 193-199.

9. Spravochnik po tieplohilravlichieskim raschietam/Kirillov P.L., Yuriev Yu.S. – M.: Enerhoatomizdat, 1990. – 360 s.
10. Kichigin M.A. Tieploobmiennyye apparaty i vyparnyye ustanjvki/M.A. Kichigin, H.N. Kostenko.– M.: Hosenerhoizdat, 1955. – 392 s.
11. Kutepov A.M. Hidrodinamika i tieploobmien pri paroobrazovanii/A.M.Kutepov, A.M.Sterman, N.H.Styushin. – M.: Vysshaya shkola, 1988. – 448 s.
12. Lievierash V.I., Davydov I.F., Holub S.I., Krasikov A.N. . Ekspierimentalnoie issliedovaniie unosa na modeliakh vyparnykh apparatov s padayushchiei plienkoi // Voprosy atomnoi nauki i tiekhniki. Opeiesnieniie solienykh vod. – 1974, vyp. 1(5). – s. 26-34.
13. Makarov A.S., Senchuk M.P., Khodos A.I., Kirienko M.O. Pidvyshchennia efektyvnosti tekhnolohichnoi skhiemy promyslovoho vysokotiempieraturnoho povitronahrivacha/A.S.Makarov, M.P. Senchuk, A.I. Khodos, M.O. Kirienko//Ventiliazii, osvittleniia ta teplohozopostachanniia: nauk.-tekhn. zb. / Kyivskiy nazionalnyi universitet budivnytva i arkhitektury. – 2022. – vyp. 40. – s. 6-15.
14. Prozesy i aparaty kharchovykh vyrobnyztv: navch. posib. /Za red. prof. I.F. Maliezhika. – Kyiv: NUKHT, 2012. – 543 s.
15. Mikhieiev M.A. Osnovy tieplopieriedachi/M.A. Mikhieiev, I.M. Mikhieieva. – M.: Enerhiia, 1966. – 344 s.
16. Aerodinamichieskii raschiet kotielnykh ustanovok (нормативный метод/Под ред. S.I. Mochana. – L.: Entrhiia, 1977. – 256 s.
17. Spravochnik po tieploobmiennikam: v 2-x t. Tom 2 /Pier. s anchl. pod ried. O.H. Martynenko, A.A.Mikhalievicha, V.K.SHikova. – M.: Enerhoatomizdat, 1987. – 352 s.
18. Ronkin V.M. Opriedielieniie razionalnoi konstrukzii vyparnoho apparata s zellyu uvielichieia effektivnosti raboty/ V.M. Ronkin// Promyslovaia podgotovka niefti i haza. – 2012, vyp. 2. – s. 90-93.
19. Tepltekhnichieskii spravochnik. Tom 2 – M.: Enerhiia, 1968. – 896 s.
20. Stabnikov V.N. Proiektirovaniie prozessov i apparatov pishchievykh proizvodstv/ V.N. Stabnikov. –Kiiev.: Vyshcha shkola, 1985. – 199 s.
21. Tananaiko Yu.M. Mietody raschieta i issliedovaniia plienochnykh prozessov/Yu.M. Tananaiko, E.H. Voronzov.– K.: Tekhnika, 1975. –312 s.
22. Uspienskii V.A. Pnevmatichieskii transport materialov vo vzvieshiennom sostoiakhii/ V.A. Uspienskii// . Svierdlovsk-Moskva: Hosudarstviennoe nauchno-tekhnichieskoie izdatielstvo po chernoii i zvietnoi mietalurihii.–112 s
23. Khoblier T. Tieplopieriedacha i tieploobmienniki/ T. Khoblier. – L.: Khimizdat, 1961. – 820 s.
24. Kholl. Izmierieniie padieniia davlieniia v potokie vody v miezhtrubnom prostranstvie opytneho tieploobmiennika promyshliennoho masshtaba/Kholl, Chienoviet, Uombhanss// Trudy amierikanskoho obshchiestva inzhienierov-miekhanikov (pierievd na rus.). Tieplopieriedacha. – 1988. – № 4. – s. 43-51.
25. Khyuitt Dzh., Kholl- Teilor N. Kolzevyie Ivukhfaznyie tiechieniia. Pierievod s anhliiskoho/Dzh. Khyuitt, N.Kholl- Teilor. – M. Enerhiia, 1974. –408 s.
26. Churakova S.V. O vielichinie hidravlichieskoho soprotivlieniia linzovykh kompensatorov/S.V. Churakova// Enerhomashinostroieniie. – 1962. – № 4. – s. 29-30.
27. Kistler R. S. Heat Exchanger Shellside Pressure Drop: Comparison of Predictions With Experimental Data/R. S. Kistler, J. M. Chenoweth//Mem.ASME Heat Transfer Research, Inc., Alhambra, CA. – 1988, Vol. 110.– s. 68-76.
28. Piller Blowers & Compressors GmbH. Посилання: <https://www.piller.de>.
29. Handbook of heat transfer/W.M. Rohenow, J.P. Hartnett– USA: Mc Grow Hill, 1998 – 1500 s.

UDC 662.995

## Energy-efficient vacuum evaporation units for concentration in the dairy industry

A.S. Makarov<sup>1</sup>, A.I. Khodos<sup>2</sup>, M.O. Kirienko<sup>3</sup>, M.P. Senchuk<sup>4</sup>

<sup>1</sup>PhD, SRF, PJSC "Kalinov Machine-Building Plant", Kalinovka, Ukraine, Stefanovic hmakarov.anatoly@kmbp.com.ua

<sup>3</sup>Deputy Director for Research PJSC "Kalinov Machine-Building Plant", khodos@kmbp.com.ua

<sup>4</sup>Head of the dairy equipment department PJSC "Kalinov Machine-Building Plant", mihail\_kirienko@ukr.net.

<sup>4</sup>PhD, associate professor., Kiev National University of Construction and Architecture, Kiev, Ukraine, smp\_21@ukr.net.

ORCID:0000-0001-8968-7336

*Abstract. The application of various types of evaporation plants for concentration of solutions was analyzed. It was noted that the most promising for thickening dairy products are film-type vacuum-evaporation units with mechanical compression of secondary steam. The heating chamber of the evaporator is made in the form of a vertical shell-and-tube heat exchanger with the supply of heating steam into the intertube space and with the downward movement of product solutions in the vertical boiling tubes. Based on the analysis of known studies on hydrodynamics and heat exchange of film processes (condensation, film heating and evaporation and steam separation), a conclusion was made about the lack of data for calcu-*

ating pressure losses in the steam circuit of the evaporator with sufficient accuracy. To solve this problem, improved methods of calculating the hydraulic resistance of the intertube steam path of the heating chamber and the two-phase flow of the product film and secondary steam in evaporative boiling tubes have been developed using the published results of hydrodynamic resistance research. Pressure losses for the movement of secondary steam in the lower chamber of the evaporator include losses for acceleration of the steam released from the falling film of the product. It is shown that the hydraulic depression of the movement of steam in the intertube space of the heating chamber, depending on the type of scheme, can be from 2.3% to 77% compared to the working temperature pressure of the heating surfaces. The four-way flow scheme of the heating steam used in the design of the vacuum-evaporation unit ensures a reduction of hydraulic losses by up to 15%. A technical and economic analysis of the costs of operating a vacuum-evaporation unit with a productivity of 10 t/h of evaporated moisture was performed, according to which the lowest reduced costs were established at a temperature drop of 5°C on the compressor. The results of the research were used in the development of structures and the manufacture of vacuum-evaporation units with mechanical and mixed (mechanical and thermal) compression at PrJSC "Kalyniv Machine-Building Plant" (Kalynivka, Vinnytsia Region). 10 vacuum evaporation units with a capacity of 5 to 20 t/h of evaporated moisture were manufactured and put into operation.

*Key words: vacuum evaporation plant, concentration, product thickening, mechanical compression, thermal compression, heating steam, secondary steam, hydraulic depression, temperature depression, improved method of calculating the mechanical compression circuit*