

УДК 66.011

Бабіченко А.К.

ЗАКОНОМІРНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В ПРОЦЕСІ КОНДЕНСАЦІЇ ПРОДУКЦІЙНОГО АМІАКУ З ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ГАЗУ У ВИПАРНИКАХ АГРЕГАТИВ СИНТЕЗУ

Вступ і постановка задачі досліджень. Найважливішою стадією виробництва аміаку у великотоннажних агрегатах синтезу є вилучення кінцевого продукту шляхом його конденсації при охолодженні циркуляційного газу у двох кожухотрубних з U – подібними теплообмінними трубками випарниках зануреного типу, включених до схеми роботи двох аміачних холодильних установок. Циркуляційний газ з парою аміаку охолоджується у середині трубному просторі до температури згідно регламенту не вище 0 °С за рахунок аміаку, що кипить у між трубному просторі випарників під тиском 0,296 МПа. Газоподібний аміак з міжтрубного простору випарників прямує в холодильні установки, де він скраплюється і подається знову до випарників. Зниження температури охолодження циркуляційного газу, як відомо [1] позитивно впливає не тільки на процес конденсації, але й сприяє зниженню енерговитрат у виробництві аміаку в цілому за рахунок зменшення споживання природного газу і глибоко знесолоної води.

Забезпечення цієї температури на якомого низькому рівні вирішується на стадії проектування випарників, виконання якого вимагає встановлення коефіцієнту теплопередачі K . Важкість визначення величини K пов'язана в основному з встановленням його складової – коефіцієнту тепловіддачі з боку циркуляційного газу, що обумовлено процесом теплообміну при конденсації пари аміаку за наявності великої кількості інертів (аргон, метан, азот, водень) до 90 % об. під підвищеним тиском до 25 МПа. Присутність з парою такої кількості інертів, що не конденсуються, ускладнює доступ пари до поверхні конденсації і призводить, як підтверджено результатами попередніх досліджень [2], до зменшення коефіцієнту теплопередачі у порівнянні з проектною величиною розрахованою з урахуванням формули Краусольда в середньому майже у 1,5 рази. Згідно існуючих теоретичних положень [3] загальний термічний опір з боку циркуляційного газу за наявності інертів є складною функцією, яку можна розділити на термічні опори конденсату R_K і підводу теплоти (пари) до поверхні конденсації (дифузійний термічний опір) R_d . На поверхні стінки у середині труб може утворюватись як плівка конденсату (плівкова конденсація), так і відбуватись її покриття окремими краплями (крапельна конденсація). За високого тиску в охолодженій газовій суміші, як засвідчують дослідження Ларсона-Блека, рідкий аміак знаходиться у вигляді найдрібніших крапель туману, що висуває припущення про протікання крапельної конденсації. Підтвердження такого припущення та визначення рівняння для розрахунку конденсаційної складової $R_K = 1/\alpha_K$ і становило задачу досліджень.

Методика і результати досліджень. В процесі досліджень використовувались експериментальні дані, отримані в умовах промислової експлуатації випарника блоку вторинної конденсації.

Розрахунок величини теплового потоку Φ здійснювався за алгоритмом представленим в роботі [4], а експериментальний коефіцієнт теплопередачі K (Вт/м²К) визначався за формулою:

$$K = \Phi / F \Delta t_{cp}, \quad (1)$$

де $F = 520 \text{ м}^2$ – поверхня теплообміну; Δt_{cp} – середньологарифмічна різниця температур, °С.

Перенос теплоти через шар конденсату, що рухається, визначається конвективним теплообміном, згідно якого формула Краусольда для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі може бути представлена у дещо перетвореному наступному вигляді [5]:

$$\alpha_{BH} = 1 / R_d = A W_{TP}^{0,8} d_{BH}^{-0,2}; \quad (2)$$

$$A = 16,28 \frac{\lambda_{Ц}}{\mu_{Ц}^{0,8}} \left(\frac{Pr}{0,73} \right)^{0,4}, \quad (3)$$

де $\lambda_{Ц}$ – теплопровідність циркуляційного газу, ккал/м·год·град; $\mu_{Ц}$ – динамічна в'язкість циркуляційного газу, кг/м·год; Pr – критерій Прандтля; W_{TP} – вагова швидкість циркуляційного газу у трубному просторі на одиницю поверхні, кг/м²с; $d_{BH} = 0,015 \text{ м}$ – внутрішній діаметр труб.

Коефіцієнт теплопередачі K_{MT} (Вт/м²К) з боку аміаку у зоні розвиненого бульбашкового кипіння на зовнішній поверхні пучків труб в області помірних навантажень розраховувався за достатньо апробованим у практичних умовах рівнянням [6]:

$$K_{MT} = 2,2 q_F^{0,7} p^{0,21}, \quad (4)$$

де q_F – питомий тепловий потік, Вт/м²; p – тиск кипіння, бар.

Середня температура циркуляційного газу t_{CP}^II , температури стінки з боку циркуляційного газу t_{CT}^II і киплячого холодоагенту t_{CT}^{MT} , температура поверхні конденсату t_{II} та термічний опір конденсату R_K встановлювались за формулами:

$$t_{CP}^II = t_{MT} + \Delta t_{CP}; \quad (5)$$

$$t_{CT}^{MT} = t_{MT} + q_F / \alpha_{MT}; \quad (6)$$

$$t_{II} = t_{CP}^II - q_F / \alpha_{BH}; \quad (7)$$

$$t_{CT}^II = t_{CT}^{MT} + q(R_{CT} + R_3); \quad (8)$$

$$R_K = (t_{II} - t_{CT}^II) / q_F, \quad (9)$$

де $(R_{CT} + R_3) = 0,00025664 \text{ м}^2\text{К/Вт}$ – загальний технічний опір стінки труб і забруднень [2].

З урахуванням уведених позначень коефіцієнт теплопередачі визначиться наступним рівнянням:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{MT}} + R_K + R_3 + R_{CT} + \frac{1}{\alpha_{BH}}} \quad (10)$$

Окремі результати експериментальних досліджень та розрахунків зведені до табл. 1. Узагальнення даних пошукових досліджень для середнього коефіцієнту тепловіддачі α_K при крапельній конденсації представлено на рис. 1, обробка яких дозволила встановити функціональну залежність у двох областях умовної швидкості росту конденсованої фази:

$$Nu_K = C\omega_K^{-n}, \quad (11)$$

де $C=1,603$ і $n=0,5783$ для $\omega_K=2\div 0,6$ м/с; $C=0,1417$ і $n=4,2218$ для $\omega_K < 0,6$ м/с

Умовна швидкість ω_K та критерій Нусельта при крапельній конденсації визначаються рівняннями [3]:

$$\omega_K = \lambda_K (t_{CP}^II - t_{CT}^II) / r \rho_K R_{KP}; \quad (12)$$

$$Nu_K = \alpha_K R_{KP} / \lambda_K; \quad (13)$$

$$R_{KP} = 2\sigma_K T_{CP}^II / r \rho_K (t_{CP}^II - t_{CT}^II), \quad (14)$$

де λ_K – теплопровідність конденсату, Вт/м·К; r – теплота конденсації, Дж/кг; ρ_K – густина конденсату, кг/м³; R_{KP} – критичний радіус кривизни поверхні розділу фаз, м; σ_K – поверхневий натяг, Н/м.

Коефіцієнт множинної кореляції для залежності (11) у відповідних областях ω_K склав 0,7 і 0,95, а середня похибка розрахунків α_K не перевищує 12 %.

Аналіз результатів досліджень. Наявність характерного злому у представленій на рис. 1 залежності підтверджує висунуте припущення про протікання крапельної конденсації і пояснюється тим, що швидкість конденсації (умовна швидкість росту конденсованої фази) суттєво лімітується температурним напором $\Delta t = t_{CP}^II - t_{CT}^II$.

За існуючої теорії крапельної конденсації при первинному стисканні пари з поверхнею стінки швидко утворюється тонка плівка, яка набуває особливих властивостей відмінних від властивостей цієї ж рідини удалині від границі розподілу фаз. Товщина цієї плівки неоднакова по поверхні і дорівнює чи менше висоти виступів природної шорсткості теплообмінних труб. За таких умов термічний опір конденсату миттєво зростає. Підвищення швидкості конденсації з ростом Δt і збільшення конденсованої фази призводить до утворення більш товстої (краплі) плівки. По мірі росту краплі безперервно з'єднуються, звільняючи якусь частину поверхні стінки труб. Завдяки багатократно-го злиття і неперервного процесу конденсації краплі збільшуються до відривного розміру, за якого вони утягуються потоком циркуляційного газу. Внаслідок цього і утворюється тумано подібний газовий потік. При цьому термічний опір конденсату у зв'язку з частковим оголенням труб сприяє меншому впливу термічного опору конденсату на процес тепловіддачі. Отже за $\omega_K > 0,6$ м/с відбувається своєрідна криза крапельної конденсації, а інтенсифікуючий вплив швидкості циркуляційного газу обумовлює її прискорення.

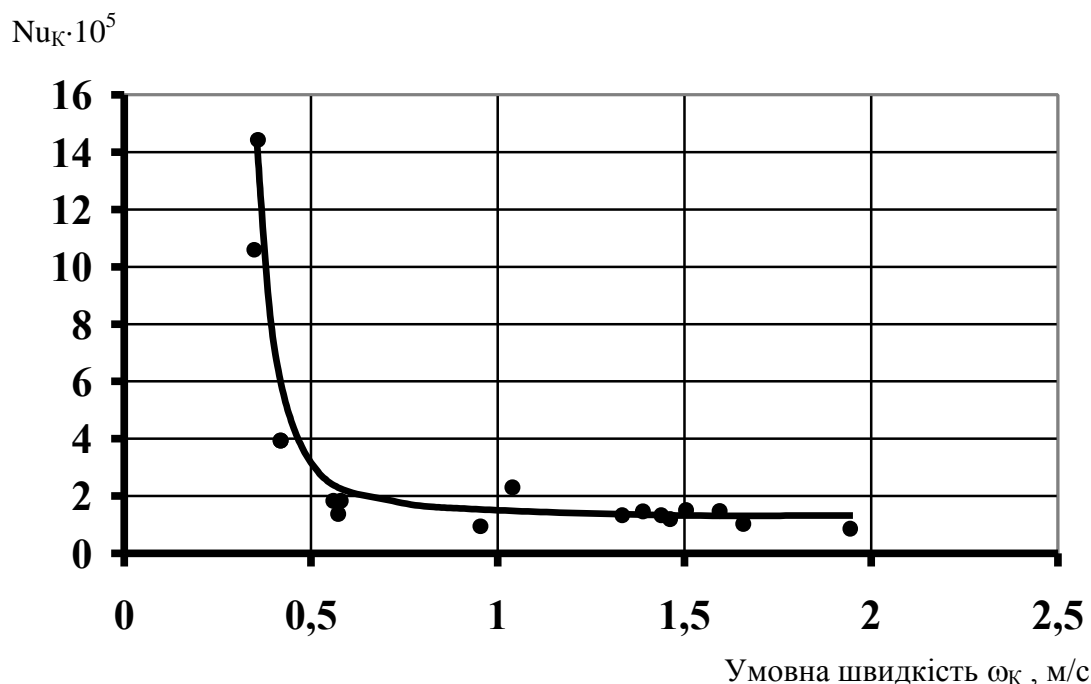


Рисунок 1 – Залежність тепловіддачі при крапельній конденсації від умовної швидкості росту конденсованої фази.

Висновки. Таким чином, за результатами експериментально-аналітичних досліджень промислового випарника блоку вторинної конденсації визначені складові коефіцієнту теплопередачі і, зокрема, термічний опір конденсату. Аналіз отриманих експериментальних даних та літератури дозволив вперше встановити вид конденсаційного процесу, що відбувається та визначити рівняння для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі при крапельній конденсації продукційного аміаку за наявності великої кількості інертів. Встановлені гідродинамічні умови кризи крапельної конденсації.

Література

1. Бабиченко А.К. Влияние температуры вторичной конденсации на экономические показатели работы агрегатов синтеза аммиака большой мощности / А.К. Бабиченко, В.Т. Ефимов // Вопросы химии и химической технологии. – 1986. – Вып. 80. – С. 113–117.
2. Бабиченко А.К. Дослідження процесу теплообміну при конденсації аміаку з циркуляційного газу у випарниках великотоннажних агрегатів синтезу / А.К. Бабиченко, В.І. Тошинський, Е.А. Пирсенкова // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2008. – № 3. – С. 21–25
3. Исаченко В.П. Теплопередача: учебн. для вузов [В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел]. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
4. В.Т. Ефимов. Повышение эффективности работы абсорбционных холодильных установок в агрегатах синтеза аммиака большой мощности / Ефимов В.Т., Ерошников С.А., Бабиченко А.К. // Холодильная техника. – 1979. – № 2. – С. 23–26.
5. В.М. Рамм. Теплообменные аппараты. – М.: Химия, 1948. – 126 с.

6. Бараненко А.В. Холодильные машины: учебн. для студентов вузов по спец. «Техника и физика низких температур» / [А.В. Бараненко, Н.Х. Бухарин, В.Н. Пекарев и др.]; под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 922 с.

УДК 66.011

Бабиченко А.К.

**ЗАКОНОМЕРНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В ПРОЦЕССЕ КОНДЕНСАЦИИ
ПРОДУКЦИОННОГО АММИАКА ИЗ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ГАЗА
В ИСПАРИТЕЛЯХ АГРЕГАТОВ СИНТЕЗА**

Рассмотрены особенности теплообмена при конденсации продукционного аммиака из циркуляционного газа в испарителях блока вторичной конденсации крупнотоннажных агрегатов синтеза. На основании анализа экспериментальных данных установлен вид протекающей конденсации и уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи в разных режимах капельной конденсации.

Babichenko A.K.

**CONFORMITIES TO THE LAW OF HEAT EXCHANGE IN THE PROCESS
OF CONDENSATION OF AMMONIA OF PRODUCTS FROM CIRCULATION GAS
IN VAPORIZERS OF AGGREGATES OF SYNTHESIS**

The features of heat exchange during condensation of ammonia from circulation gas in the vaporizers of block of the second condensation of ammonia synthesis aggregates are considered. On the basis of experimental data analysis the type of flowing condensation and equalization for the calculation of coefficient of heat emission in the different modes of weeping-out were set.