

З ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АБСОРБЦІЙНО – ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК АГРЕГАТИВ СИНТЕЗУ АМІАКУ

Представлені результати експериментальних досліджень абсорбційно-холодильних установок (АХУ) блоку вторинної конденсації агрегатів синтезу аміаку серії АМ – 1360. Запропоновані технічні рішення, що забезпечують збільшення холодопродуктивності АХУ та знижують температуру вторинної конденсації з метою підвищення енергоефективності агрегату синтезу в цілому

А.К. Бабіченко
Кандидат технічних наук*

В.І. Тошинський
Доктор технічних наук
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

вул. Фрунзе, 21, м.Харків, 61002

Вступ і постановка завдання дослідження

Широке застосування водоаміачних абсорбційних холодильних установок (АХУ), зокрема, у блоці вторинної конденсації агрегатів синтезу серії АМ – 1360 пов'язане з можливістю утилізації низько потенційної теплоти матеріальних потоків, що забезпечує підвищення енергоефективності цих агрегатів. Основне призначення АХУ полягає в охолодженні циркуляційного газу у випарниках до температури вторинної конденсації аміаку не вище регламентної (0°C).

Попередніми дослідженнями [1] встановлено, що ефективність експлуатації АХУ внаслідок застосування водяного охолодження абсорбера, повітряної конденсації аміачної пари після дефлегматора та повітряного охолодження циркуляційного газу у блоці первинної конденсації відділення синтезу суттєво залежить від коливань температури атмосферного повітря, збільшення якої підвищує енергоефективність АХУ. Незважаючи на таке підвищення, тобто збільшення теплового коефіцієнту з 0,42 до 0,54 за рахунок збільшення холодопродуктивності з підвищенням температури атмосферного повітря з – 5°C до 30°C внаслідок зменшення кратності циркуляції

розчинів, температура циркуляційного газу (температура вторинної конденсації) на виході випарника АХУ збільшується з – 8°C до 5°C, що вище встановленої регламентом норми і призводить, як відомо [2], до збільшення навантаження на відцентровий трикорпусний з приводом від парової турбіни компресор стиску циркуляційного газу і свіжої азотно-водневої суміші. Останнє відбивається на підвищенні витрат природного газу і глибоко знесолоної води для виробництва водяної пари тиском 10,5 МПа у додатковому паровому котлі, а отже, і знижені енергоефективності агрегату синтезу. При цьому, кількісні залежності [2] впливу температури вторинної конденсації на вказані вище витрати свідчать, що для такого потужного агрегату він доволі суттєвий і зменшення її навіть на 1°C дозволяє знизити витрати природного газу і глибоко знесолоної води відповідно на 307354 м³ і 3000 т на рік. З урахуванням вартості природного газу на поточний рік 2400 грн. за 1 тис. м³ забезпечується економічний ефект біля 750 тис. грн.

Таким чином, зниження температури вторинної конденсації за рахунок підвищення холодопродуктивності вимагає одночасного зменшення кратності циркуляції розчинів і температури кипіння холодоагенту у

випарниках АХУ. Проте, неможливість виконання такої умови за існуючого енерготехнологічного оформлення АХУ висуває вимогу його удосконалення, що і становила предмет подальших досліджень

4). Отже, ефективність роботи абсорбера в значній мірі визначає не тільки холодопродуктивність АХУ, але і тиск у випарнику. При цьому зменшення чи хоча б стабілізація тиску вимагає зниження у літній період його питомого теплового навантаження q_A , яке визначається рівнянням [3]:

Результати досліджень та їх обговорення

Дослідження проводились у промислових умовах експериментально-аналітичним методом у відповідності з алгоритмом, викладанням у роботі [1], окремі результати яких, що відбивають основні показники ефективності експлуатації АХУ блоку вторинної конденсації, представлені у табл. 1.

Аналіз результатів, представлених у табл. 1, дозволив встановити основні кількісні залежності для кратності циркуляції f , яка визначається наступним співвідношення [3]:

$$f = (\xi_{ДФ} - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a); \tag{1}$$

де $\xi_{ДФ}$ – концентрація аміаку у водоаміачній парі з дефлегматора, кг/кг; $(\xi_r - \xi_a)$ – зона дегазації, тобто різниця конденсацій аміаку у міцному ξ_r і слабкому ξ_a водоаміачних розчинах, кг/кг.

Згідно рівняння (1) величина кратності циркуляції зменшується з ростом зони дегазації, що ілюструється залежністю, наведеній на рис. 1. Підвищення останньої у свою чергу відбувається за рахунок зростання концентрації міцного розчину ξ_r , яка збільшується (рис. 2) з підвищенням тиску в абсорбері, який майже відповідає тиску у випарнику і зростає з підвищенням температури циркуляційного газу на вході випарника у літній період (рис. 3). Таке підвищення тиску у підсумку і призводить в основному до збільшення температури кипіння холодоагенту у випарнику (рис.

$$q_A = i_{81} - i_{31} + f(i_{31} - i_4); \tag{2}$$

де i_{81}, i_{31} – відповідно ентальпія пари холодоагенту і слабкого розчину на вході абсорбера, кДж/кг; i_4 – ентальпія міцного розчину на виході абсорбера, кДж/кг.

Аналіз рівняння (2) свідчить, що величини f і q_A дещо взаємозалежні і збільшення, наприклад кратності циркуляції f , призводить до підвищення питомої теплоти q_A (див. рис. 5 Б), яка також збільшується внаслідок підвищення температури слабкого розчину у на вході абсорбера (рис. 6).

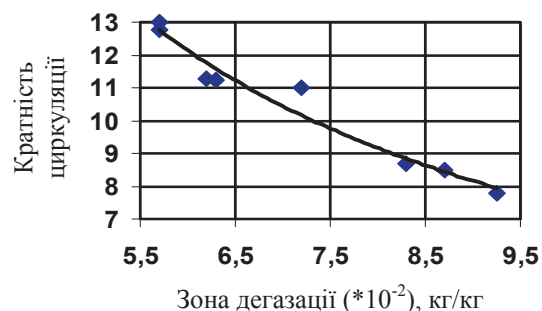


Рисунок 1. Залежність кратності циркуляції f від зони дегазації розчинів $(\xi_r - \xi_0)10^{-2}$

Таблиця 1

Основні показники ефективності експлуатації промислової АХУ блоку вторинної конденсації.

№ режиму	Кратність циркуляції	Холодопродуктивність, МВт·год	Витрата холодоагенту, т/год	Концентрація холодоагенту на вході випарника, кг/кг	Тиск конденсації, МПа	Тиск абсорбції, МПа	Температура вторинної конденсації, °С	Температура атмосферного повітря, °С	Питома теплота, кДж/кг				Тепловий коефіцієнт	Розбіжність балансу, %	Концентрація міцного розчину, кг/кг
									випарника	генератора-ректифікатора	абсорбера	конденсатора			
1	7,66	3,27	10,82	0,998	1,58	0,29	5	30	1089,4	2077,0	1998,6	1152,2	0,5436	1,74	0,396
2	8,44	3,14	10,34	0,996	1,46	0,25	3	25	1093,5	2153,6	2082,4	1198,3	0,5077	1,1	0,365
3	11,25	2,61	8,66	0,9956	1,40	0,24	-6	10	1085,2	2476,2	2363,1	1277,9	0,4391	2,07	0,354
4	12,85	2,46	7,87	0,9933	1,20	0,20	-8	-5	1127,1	2677,4	2606,1	1303,1	0,4214	2,65	0,338
5	13,00	2,46	7,79	0,9943	1,22	0,20	-8	-4	1139,6	2694,1	2622,9	1298,9	0,4225	2,25	0,335
6	8,79	2,79	9,48	0,93	1,20	0,25	-1	20	1060,0	2216,5	2120,1	1227,6	0,4785	2,09	0,371
7	11,28	2,29	7,85	0,9967	1,69	0,19	-6	26	1051,6	2656,4	2459,5	1156,4	0,3951	2,47	0,325
8	11,06	2,46	8,25	0,993	1,30	0,16	-11	10	1076,4	2625,6	2517,3	1241,5	0,4101	1,52	0,325

Примітка: повністю вихідні дані по режимах експлуатації АХУ наведені в роботі [1]

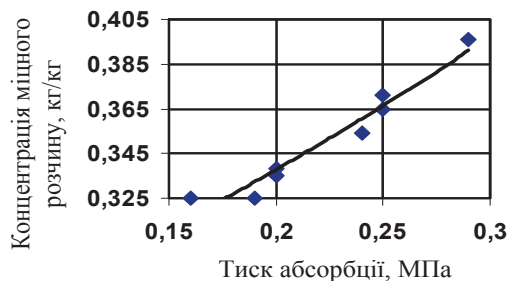


Рисунок 2. Залежність концентрації міцного розчину від тиску абсорбції

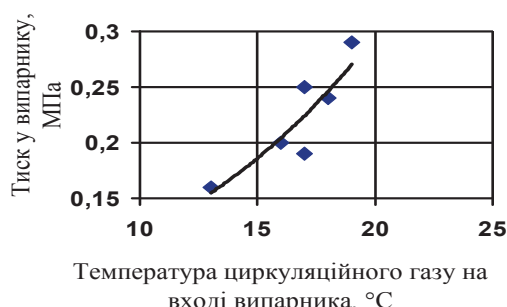


Рисунок 3. Залежність тиску у випарнику від його теплового навантаження

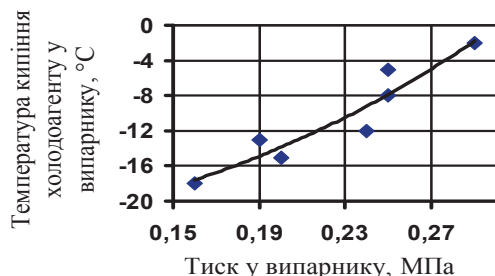


Рисунок 4. Залежність температури кипіння холодоагенту від тиску у випарнику

За таких умов підвищується температура розчину на виході абсорбера (рис. 7), концентрація міцного розчину зменшується (рис. 8), а кратність циркуляції збільшується.

Проведені дослідження свідчать, що прийнята за проектом схема АХУ з дефлегмацією пари міцним розчином до його надходження у теплообмінник розчинів недоцільна особливо у літній період у зв'язку із зростанням теплового навантаження абсорбера на величину теплоти дефлегмації за рахунок подачі слабого розчину підвищеної температури.

Зменшення кратності циркуляції впливає і на зниження питомого теплового навантаження генератора-ректифікатора q_G (рис. 5А) та конденсатора q_K (рис. 5В), що підтверджується рівняннями [3]:

$$q_G = i_5 - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_R \quad (3)$$

$$q_K = i_5 - i_6 \quad (4)$$

де i_5, i_2, i_1, i_6 – відповідно питомі ентальпії пари аміаку на виході дефлегматора, слабого розчину з генератора,

міцного розчину на виході тепло обмінника розчинів і рідкого аміаку з конденсатора kJ/kg ; $q_R = f(i_{41} - i_4)$ – питома теплота дефлегмації, kJ/kg ; i_{41} – питома ентальпія міцного розчину на виході де-флегматора, kJ/kg .

При цьому, зменшення q_K обумовлено збільшенням концентрації холодоагенту ξ_5 на виході дефлегматора з підвищенням тиску і температури конденсації внаслідок зростання температури атмосферного повітря. За таких умов (зменшення q_K і q_G) та постійності теплопідводу теплоти Q до генератора і тепловідводу з конденсатора і відбувається зростання кількості холодоагенту до випарника, а отже і холодопродуктивності АХУ.

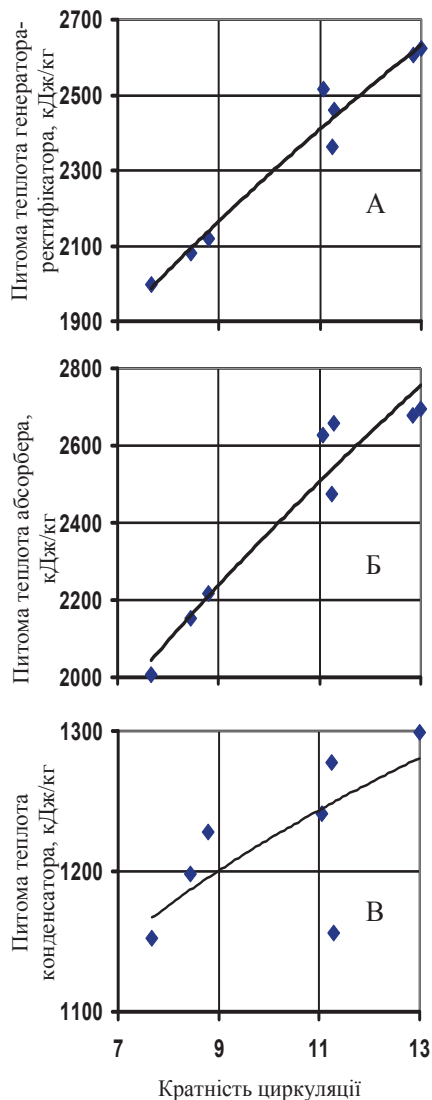


Рисунок 5. Залежність питомої теплоти генератора-ректифікатора (А), абсорбера (Б) і конденсатора (В) від кратності циркуляції розчинів

Отримання підвищеної концентрації холодоагенту із збільшенням тиску конденсації також сприяє зростанню питомої холодопродуктивності випарника за рахунок зростання ентальпії пари i_8 на виході випарника, яка визначається за формулою [4]:

$$i_8 = i_K - (1 - \xi_5) / K \quad (5)$$

де i_K – ентальпія пари чистого холодоагенту на виході з випарника, kJ/kg ; K – тангенс кута нахилу

ізотерми в області вологої пари, залежить від температури та тиску і визначається по таблицям [4].

Аналіз літератури [3 – 5] свідчить, що отримання в процесі ректифікації чистого холодоагенту може бути реалізовано за схемою ректифікації пари частиною рідкого холодоагенту, відведеного з конденсатора.

При цьому за рахунок цієї частини рідкого холодоагенту збільшується питома теплота, що відводиться, конденсатора, яка розраховується за рівнянням:

$$q_{K1} = (1 + X) / q_K \tag{6}$$

де $X = q_R / q_{K1}$ – кількість рідини, що відводиться з конденсатора на ректифікацію.

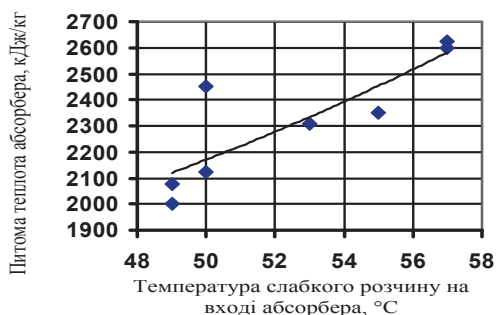


Рисунок 6. Залежність питомої теплоти абсорбера від температури слабкого розчину на вході

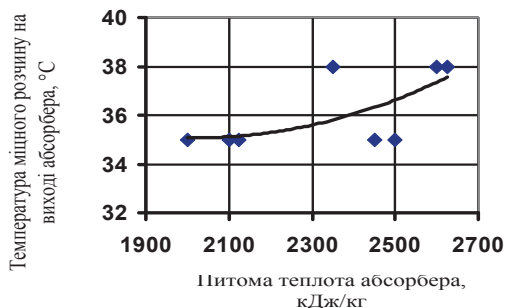


Рис. 7. Залежність температури міцного розчину на виході абсорбера від питомої його теплоти

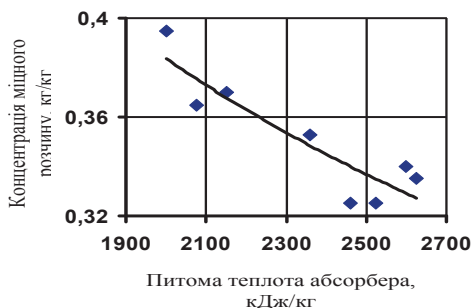


Рис. 8. Залежність концентрації міцного розчину від питомої теплоти абсорбера

Недолік такої схеми пов'язаний з необхідністю установки конденсатора вище ректифікаційної колони генератора ректифікатора або включенням до схеми насосу рідкого холодоагенту для часткового відбору його з конденсатора і подачі в ректифікатор може бути усунений за

рахунок різниці тисків в генераторі-ректифікаторі і конденсаторі, що достатньо легко забезпечується встановленням поміж цими апаратами струменевого компресора [6] робоча пара для якого може бути отримана за рахунок утилізації низькопотенційної теплоти відпрцьованої водяної пари турбіни компресора технологічного повітря [7]. Проте, отримання чистого холодоагенту за підвищеного тиску конденсації, а отже і більш високої температур конденсації вимагає для збільшення питомої холодопродуктивності q_0 додаткового переохолодження рідкого холодоагенту, що підтверджується рівнянням:

$$q_0 = i_8 - i_{61} \tag{7}$$

де i_{61} – питома ентальпія рідкого холодоагенту на вході парового переохолодника, кДж/кг.

Висновки

Таким чином, проведені дослідження та аналіз літератури дозволили встановити, що удосконалення енерготехнологічного оформлення з метою зниження температури вторинної конденсації в умовах підвищеної температури атмосферного повітря вимагає виключення зі схеми АХУ дефлегмації пари холодоагенту міцним розчином, проведення ректифікації пари холодоагенту під підвищеним тиском частиною рідкого холодоагенту з конденсатора з додатковим переохолодженням рідкого холодоагенту на вході парового переохолодника. Подальше визначення кількісних показників підвищення енергоефективності АХУ за рахунок запропонованих технічних рішень дасть можливість зробити висновок про економічну ефективність та доцільність їх впровадження.

Література

1. Бабиченко А.К., Тошинский В.И., Бабиченко Ю.А. Исследование энергетической эффективности абсорбционно-холодильных установок крупнотоннажных агрегатов синтеза аммиака // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2007. – № 32. – с. 66 – 73.
2. Бабиченко А.К., Ефимов В.Т. Влияние температуры вторичной конденсации на экономические показатели работы агрегатов синтеза аммиака большой мощности // Вопросы химии и химической технологии. – 1986. – Вып. 80. – с. 113 – 117.
3. Холодильные машины: Учебн. для студентов вузов по специальности «Техника и физика низких температур»/А.В. Бараненко, Н.Х. Бухарин, В.И. Пахарев и др./Под общ. Ред. Л.С. Тимофеевского –СПб.: Политехника, 1997.–922 с.
4. Розинфельд Л.М., Ткачев А.Г., Гуревич Е.С. Примеры и расчеты холодильных машин и аппаратов. – М.: Гострогиздат, 1960. – 238 с.
5. Кошкин Н.Н., Сакун И.А., Бамбушек Е.М. и др. Холодильные машины. Учебн. для вузов по специальности «Холодильные машины и установки». – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1985. – 510 с.
6. Соколов Е., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 350 с.
7. Установка для виробництва аміаку. Патент № 34437. Україна. МПК (2006)F25B 15/2, F25B 49/00, C01C1/00 / Бабіченко А.К., Тошинський В.І. – № 200803380, заявл. 17.03.2008; Опубл. 11.08.2008, Бюл. № 15.