

А.К. БАБИЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»,

А.Г. НИКИТИН, студент, НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПРОДУКЦИОННОГО АММИАКА В ИСПАРИТЕЛЯХ КРУПНОТОННАЖНЫХ АГРЕГАТОВ

Представлені результати досліджень та встановлені закономірності процесу теплообміну конденсації продукційного аміаку у випарниках блоку вторинної конденсації агрегатів синтезу. Визначено рівняння для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі з боку циркуляційного газу, що враховує інтенсивність процесу конденсації

Представлены результаты исследований и установлены закономерности процесса теплообмена конденсации продукционного аммиака в испарителях блока вторичной конденсации агрегатов синтеза. Определено уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны циркуляционного газа, который учитывает интенсивность процесса конденсации

The results of studies and established patterns of condensation heat transfer and production of ammonia in the evaporator block secondary condensation units synthesis. Certainly equalization for a calculation to the coefficient of heat emission from the side of circulation gas that takes into account intensity of process of condensation

Постановка задачи исследований. Одним из важнейших продуктов химической промышленности является синтетический аммиак, широко используемый при получении полимерных материалов, взрывчатых веществ, в холодильной технике и, особенно, в производствах минеральных удобрений. Базовыми агрегатами для азотной промышленности, как в Украине, так и в России, являются крупнотоннажные агрегаты синтеза аммиака серии АМ–1360, семь из которых эксплуатируется в Украине, три из них построены по проекту ГИАП (г. Москва) [1]. В агрегатах синтеза аммиака окончательное выделение целевого продукта осуществляется путем конденсации его при охлаждении циркуляционного газа в кожухотрубных испарителях затопленного типа, включенных в цикл водоаммиачных абсорбционных (АХУ) и аммиачных трубокомпрессионных (АТК) холодильных систем [2]. Газ охлаждается до температуры не выше 5°C за счет аммиака, кипящего в межтрубном пространстве испарителей при температуре не выше -10°C. Газообразный аммиак из меж

трубного пространства испарителя, направляется в АХУ и АТК, где он сжигается и подается обратно в испаритель.

Обеспечение заданной температуры охлаждения циркуляционного газа решается тепловым расчетом испарителя, одна из основных задач которого связана с определением поверхности и коэффициента теплопередачи. Последний, как известно, устанавливается коэффициентами теплоотдачи a_{MT} со стороны кипящего хладагента, a_{BH} со стороны циркуляционного газа и термическим сопротивлением загрязнений R_3 , со стенок труб R_T .

Основная сложность связана с определением коэффициента a_{BH} , что обусловлено конденсацией аммиака при повышенном давлении (23-25 МПа) в присутствии значительного количества инертных газов (N_2 , Ar, CH_4 , H_2), наличие которых, как свидетельствует анализ литературы [3], приводит к уменьшению скорости конденсации и затрудняет доступ паров аммиака к поверхности раздела фаз. При этом, в настоящее время коэффициент a_{BH} при проектировании определяется по преобразованной формуле Краусольда:

$$a_{BH} = A \cdot G_{TP}^{0,8} \cdot d_{BH}^{-0,2} \quad (1)$$

где: A – коэффициент, зависящий от теплофизических свойств газа; G_{TP} – весовая скорость во внутритрубном пространстве на единицу поверхности, $кг/м^2 \cdot с$. Таким образом, коэффициент a_{BH} является сложной функцией:

$$a_{BH} = \frac{1}{\sum R_{BH}} \quad (2)$$

Результаты экспериментальных исследований. Для проверки этого утверждения были проведены экспериментальные исследования в промышленных условиях, представленные в таблице 1. В результате расчетов коэффициентов теплопередачи и их сравнении с реальными установлено, что последний в среднем в 1,5 раза меньше проектного и как следствие, температура охлаждения циркуляционного газа на 2 – 3°C больше проектной. Это позволило сделать вывод о необходимости введения поправки в уравнение Краусольда, использовавшегося в практических расчетах для установления величины a_{BH} . Анализ результатов исследований для отдельных режимов по установлению значений $\sum R$ позволили сделать вывод, что между $\sum R$ и средним расходом аммиачного конденсата $M_{СК}$ существует зависимость (см. рисунок).

Экспериментальные данные по режимам работы испарителя АХУ

№ режима	Расход циркуляционного газа, $V_{Ц}$, $\text{м}^3/\text{ч}$	Давление циркуляционного газа, $P_{Ц}$, МПа	Состав циркуляционного газа, a_i , % об.					Расход крепкого раствора, $V_{Г}$, $\text{м}^3/\text{ч}$	Температура, °С			Давление в испарителе P_0 , МПа
			Водород	Азот	Метан	Аргон	Аммиак		Циркуляционного газа на входе в испаритель $t_{ЦВХ}$	Циркуляционного газа на выходе	Атмосферного воздуха $t_{вз}$	
1	316626	22,4	55,7	20,0	8,0	7,0	9,3	110	19	5	30	0,29
2	316233	24,0	56,2	19,5	7,7	6,8	9,8	112	17	3	25	0,25
3	314433	22,7	56,8	17,6	8,8	6,8	10,0	125	18	-6	10	0,24
4	308600	23,5	57,6	17,7	8,4	8,0	8,3	128	16	-8	-5	0,20
5	308600	23,5	57,6	17,7	8,4	8,0	8,3	128	16	-8	-4	0,20
6	316234	23,0	56,0	18,9	8,3	6,9	9,9	108	23	-1	20	0,25
7	306540	22,3	55,6	18,9	7,8	6,9	10,4	120	17	-6	26	0,19
8	310500	23,8	56,5	19,4	8,5	5,9	8,7	115	13	-11	10	0,16

Примечание: * в работе находилась одна абсорбционно-холодильная установка

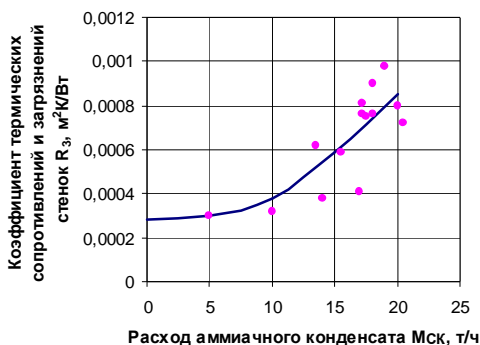


Рисунок – Зависимость коэффициента термических загрязнений и стенок от количества сконденсированного аммиака

На основании проведения корреляционного и регрессионного анализов было получено уравнение для суммарного термического сопротивления:

$$\sum R = \left(256,64 - 9,40232M_{СК} + 1,66742M_{СК}^2 \right) \cdot 10^{-6} \quad (3)$$

где: $R_T + R_3 = 256,64 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2\text{К/Вт}$.

Коэффициент корреляции составил 0,72, а среднеквадратическое отклонение расчетного значения относительно экспериментального не превышает 10^{-4} ($\text{м}^2\text{К/Вт}$). Проверка на адекватность по критерию Фишера показала, что дисперсия остаточная и относительно среднего отличаются не случайно, а погрешность аппроксимации не превышает 10%. Решая совместно уравнения (1) – (3) получим следующее скорректированное уравнение Краусольда для расчета a_{BH} при конденсации аммиака в условиях повышенного содержания инертных под давлением свыше 200 атм.

$$a = \frac{A \cdot G_{TP}^{0,8} \cdot d_{BH}^{-0,2}}{1 + \left(9,40232M_{CK} + 1,66742M_{CK}^2\right) \cdot 10^{-6} \cdot A \cdot G_{TP}^{0,8} \cdot d_{BH}^{-0,2}} \quad (4)$$

Идентификация испарителя с учетом уравнения (4) выполнялась в соответствии со стандартным алгоритмом. При этом погрешность расчетов по целевым показателям работы испарителя не превышает $\pm 5\%$.

Выводы. Таким образом, использование полученного уравнения, при расчете коэффициента теплопередачи, позволит избежать неточности при проектировании такого типа испарителей и обеспечит требуемую поверхность теплообмена и температуру охлаждения циркуляционного газа, а также строить математические модели для решения задач оптимального управления процессами. Полученные данные могут быть использованы в инновационных проектах по созданию энергосберегающих технологий в производстве аммиака.

Список литературы: 1. Митронов А.П., Овсиенко П.В., Топчий В.А. Перспективы эксплуатации агрегатов производства аммиака в Украине / А.П. Митронов, П.В. Овсиенко, В.А. Топчий // Хімічна промисловість України. – 2000. – № 1, с. 25 – 29. 2. Синтез аммиака [Кузнецов Л.Д., Дмитриенко Л.М., Рабина П.Д., Соколинский Ю.А.]. – М.: Химия, – 1982. – 296 с. 3. Тананайко Ю.М., Воронцов Е.Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов. – К.: «Техніка», – 1975. – 311 с.

Поступила в редколлегию 05.03.10