

Тошинский В.И., Бабиченко Ю.А.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АБСОРБЕРА ВОДОАММИАЧНОЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ АГРЕГАТА СИНТЕЗА АММИАКА*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

В крупнотоннажных агрегатах синтеза аммиака серии АМ-1360 на участке вторичной конденсации с целью извлечения продукционного аммиака из циркуляционного газа путем охлаждения в двух испарителях применяются две водоаммиачные абсорбционные (АХУ) и аммиачная турбокомпрессорная холодильная установки проектной холодопроизводительностью 6,28 МВт и 4,88 МВт соответственно. Опыт эксплуатации АХУ свидетельствует о значительном влиянии на их работу внешней тепловой нагрузки вследствие сезонных и суточных колебаний температуры атмосферного воздуха, что связано с применением воздушных конденсаторов, охлаждения абсорбера водой, поступающей из градирен, и широким диапазоном изменения температуры циркуляционного газа на входе испарителя ($12 \div 25$ °С). При этом, увеличение температуры атмосферного воздуха, охлаждающего конденсаторы, как известно [1], приводит к повышению давления в конденсаторе и генераторе, снижению концентрации крепкого и увеличению концентрации слабого растворов, а это, в свою очередь, уменьшает зону дегазации растворов, повышает кратность циркуляции растворов и, в конечном счете, снижает холодопроизводительность АХУ. Повышенная тепловая нагрузка на испаритель по циркуляционному газу и температура охлаждающей абсорбер воды вызывают увеличение давления в абсорбере, испарителе и температуры кипения хладагента в испарителе. Увеличивается концентрация крепкого раствора, а, следовательно, возрастает зона дегазации растворов, снижается кратность циркуляции и как следствие – повышается холодопроизводительность. Однако из-за повышения температуры кипения увеличивается температура охлаждения циркуляционного газа, что приводит к увеличению концентрации аммиака в циркуляционном газе и снижению экономичности работы агрегата синтеза в целом [2].

Проведенные ранее исследования, представленные в работе [3], подтвердили эти положения и позволили установить количественные зависимости по эффективности эксплуатации АХУ. Как показал анализ этих зависимостей для повышения холодопроизводительности АХУ в летний период с одновременным снижением уровня температуры (давления) кипения аммиака в испарителе и как следствие температуры охлаждения циркуляционного газа необходимо изменение энерготехнологического оформления холодильных систем с целью увеличения зоны дегазации растворов до уровня не ниже 0,09 кг/кг, что требует повышения эффективности процесса абсорбции. Решение такой задачи, как правило, связано с разработкой математической модели, что и являлось целью проведения дальнейших исследований.

Одним из этапов моделирования является идентификация абсорбера, который представляет собой кожухотрубный пленочный элементный аппарат, состоящий из пяти горизонтальных двухходовых теплообменников, над трубами которых находится оросительное корыто. Слабый раствор поступает в него и орошает трубы, а пары аммиака подаются в межтрубное пространство. Основными параметрами связи для такого объекта являются коэффициент теплопередачи K_T , определяемый коэффициентами теплоотдачи α и термическим сопротивлением R_3 , а также активная поверхность и поверхностный коэффициент массопередачи K_X , отнесенный к жидкой фазе, определяемый только коэффициентом массоотдачи β_X , что обусловлено поглощением 100 %-ного

аммиака. При этом основная трудность заключается в определении активной поверхности, которая, как правило, даже в аппаратах с фиксированной поверхностью (насадочные абсорберы) контакта не совпадает с геометрической поверхностью F . Отсутствуют для такого типа аппаратов и литературные данные, а имеющиеся достаточно противоречивы [4]. В связи с чем в дальнейшем использовались условный коэффициент массопередачи, отнесенный к единице геометрической поверхности теплообменных труб, и доля активной поверхности ψ_e .

Таблица 1 – Экспериментальные данные по работе абсорбера АХУ

№ режима	Расход, т/ч			Температура, °С					Концентрация, кг/кг		Давление абсорбции P , МПа	Удельный тепловой поток q_a , кДж/кг
	Слабый раствор M_a	Крепкий раствор M_r	Пары аммиака на выходе из испарителя M_y	Слабый раствор t_a	Крепкий раствор t_r	Пары аммиака из переохладителя t_y	Охлаждающая вода на входе $t_{вх}$	Охлаждающая вода на выходе $t_{вых}$	Слабый раствор ξ_a	Крепкий раствор ξ_r		
1	72,026	82,846	10,82	49	35	13	26	38,0	0,304	0,396	2,9	1995,78
2	75,882	86,222	10,34	49	35	11	24	36,0	0,278	0,366	2,5	2076,85
3	88,725	97,385	8,66	55	38	3	21	32,5	0,291	0,354	2,4	2363,24
4	85,309	93,309	8,00	52	36	14	24	35,0	0,283	0,344	1,9	2399,23
5	93,108	100,978	7,87	57	38	2	18	29,5	0,281	0,338	2,0	2595,83
6	93,379	101,169	7,79	57	38	2	18	29,5	0,278	0,335	2,0	2610,45
7	73,369	82,849	9,48	50	35	7	24	36,8	0,288	0,371	2,5	2111,76

Примечание: расход воды M_B составлял 420 т/ч

В результате обработки режимов работы АХУ по данным пассивного регистрационного эксперимента в соответствии с разработанной методикой [3] была сформирована выборка из двадцати режимов, отдельные из которых для абсорбера представлены в табл. 1.

По полученным экспериментальным данным определялись тепловой поток абсорбера Φ_a , коэффициент теплопередачи K_T , условные объемный K_{VX} и поверхностный K_X коэффициенты массопередачи по уравнениям:

$$\Phi_a = q_a M_y; \quad (1)$$

$$K_T = \Phi_a / F \Delta t_{CP}; \quad (2)$$

$$K_{VX} = M_y / V \Delta t_{CP} \quad (3)$$

$$K_X^{\ominus} = K_{VX} / a, \quad (4)$$

где $F = 1275 \text{ м}^2$ – поверхность теплопередачи; Δt_{CP} – среднелогарифмическая разность температур, °С; $V = 16,5 \text{ м}^3$ – рабочий объем аппарата; a – удельная поверхность контакта фаз.

Среднелогарифмическая движущая сила абсорбции Δt_{CP} , (кг/кг) определялась путем разбиения абсорбера на пять участков и построения логарифмического профиля распределения температуры. Далее устанавливались в пределах каждого участка средние температуры, а по ним вычислялись равновесные концентрации раствора, строился

логарифмический профиль распределения концентраций раствора. В пределах каждого участка находилась движущая сила и результирующая средняя движущая сила абсорбции.

Таблица 2 – Расчетные показатели режимов работы абсорбера

№ режима	Параметры, установленные по экспериментальным данным					Параметры, рассчитанные по математической модели абсорбера						
	Коэффициент теплопередачи K_T , Вт/м ² ·К	Термическое сопротивление $R_3 \cdot 10^3$, м ² К/Вт	Условный коэффициент теплопередачи K_X , кг/м ² ч	Плотность орошения Γ , кг/м·с	Доля активной поверхности ψ_e	Расход паров аммиака M_u , т/ч	Условный коэффициент теплопередачи K_X , кг/м ² ч	Температура крепкого раствора t_r , °С	Температура воды на выходе $t_{ВВ}^{ВЫХ}$, °С	Концентрация крепкого раствора ξ_5 , кг/кг	Коэффициент теплопередачи K_T , Вт/м ² ·К	
1	470,08	0,9627	239,16	0,0603	0,76618	10,92	331,48	35,57	38,21	0,3956	451,34	
2	371,75	1,5969	202,31	0,0631	0,62287	10,14	331,36	34,03	36,22	0,3631	404,60	
3	226,33	3,3859	322,7	0,0724	0,86098	9,097	379,37	38,36	32,89	0,3569	227,49	
4	288,16	2,4235	258,83	0,0704	0,63969	7,568	368,97	36,62	34,03	0,3231	265,01	
5	187,69	4,3095	440,91	0,0757	1,2107	7,759	388,19	37,48	29,7	0,3363	189,10	
6	186,64	4,3405	394,19	0,0765	1,04938	7,775	389,88	37,83	29,62	0,3335	186,55	
7	340,48	1,8434	253,02	0,061	0,77112	9,956	320,54	32,38	36,49	0,3738	430,68	

Значения параметров, найденных по уравнениям (1-4), приведены в табл. 2. Сравнение значений K_T , приведенных в табл. 2, свидетельствует, что в реальных условиях величина K_T изменяется в широких пределах, что обусловлено в основном колебаниями нагрузки по парообразному аммиаку на абсорбцию. Дальнейший анализ литературных данных позволил установить, что необходимо производить учет термического сопротивления, связанного с наличием пленки жидкости на поверхности труб, величина которой, как известно, зависит от плотности орошения Γ [4]. Поэтому последующие расчеты были направлены на установление выражений для коэффициентов теплоотдачи со стороны воды α_B (ккал/м² ч·гр), раствора α_R (ккал/м² ч·гр) и термического сопротивления R_3 . Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи находились по общепринятым зависимостям [5]:

$$\alpha_D = \left[(\tilde{N}_O / \tilde{N}_A)^{0,4} (\lambda_O / \lambda_A) (\rho_O / \rho_A)^{0,67} (\mu_A / \mu_O)^{0,33} \right] \alpha_\omega (d_I / d_{AI}) ; \quad (5)$$

$$\alpha_A = 2093 \omega^{0,8} / d_{AI}^{0,2} ; \quad (6)$$

$$K_T = 1 / (1 / \alpha_B + 1 / \alpha_R + R_3), \quad (7)$$

где $\alpha_\omega = 5395(1 + 0,004 t_X^{CP}) \Gamma^{-0,23}$ – коэффициент теплоотдачи для чистой воды, Вт/м² К; t_X^{CP} – средняя температура раствора, °С; C_X, C_B – удельные теплоемкости раствора и воды, кДж/кг К; λ_X, λ_B – коэффициенты теплопроводности раствора и воды, Вт/м К; ρ_X, ρ_B – плотности раствора и воды, кг/м³; μ_X, μ_B – динамические вязкости рас-

твор и воды, Па·с; d_H, d_{BH} – диаметры внутренней и наружной теплообменных труб (0,025×0,002), м; $\tilde{A} = \dot{V}_O^{ND} / 2Ln_1$, – плотность орошения, кг/м·с; ω – скорость воды во внутритрубном пространстве, м/с; M_X^{CP} – средний расход раствора, кг/с.

На основании проведения корреляционного и регрессионного анализов по стандартной методике для величины R_3 была получена следующая зависимость

$$R_3 = 8,55795 \Gamma^2 - 0,95528 \Gamma + 0,0276. \quad (8)$$

Коэффициент корреляции составил 0,98, а среднеквадратичное отклонение не превышает величины 0,0003267 м² К/Вт.

Расчет значений коэффициентов массопередачи со стороны газа β_X (кмоль/м²с) осуществлялся по следующим общепринятым выражениям [4]:

$$Nu'_O = A Re_O^m (Pr'_X)^n; \quad (9)$$

$$\beta_{AE} = D_X Nu'_X / \nu_{i \text{ в } \hat{A}}; \quad (10)$$

$$K_X = \beta_O = \beta_{AE} \rho_X / \dot{V}_{AE}; \quad (11)$$

$$\nu_{i \text{ в } \hat{A}} = (\mu_X^2 / g \rho_X^2)^{0,33}; \quad (12)$$

$$Re_X = 4\tilde{A} / \mu_X; \quad (13)$$

$$\omega_i = \dot{V}_O \nu_{i \text{ в } \hat{A}} / S_{i \text{ в } \hat{O}}; \quad (14)$$

$$Pr'_X = \mu_X / \rho_X D_X; \quad (15)$$

$$\psi_e = K_X / \hat{E}_O; \quad (16)$$

$$D_X = \frac{8,2 \cdot 10^{-12} (273 + t_X^{CP})}{\nu_A^{0,33} \mu_X} \left[1 + \frac{3\nu_B}{\nu_A} \right]^{0,66}; \quad (17)$$

$$u_X = M_X^{CP} / S_{i \text{ в } \hat{O}} \rho_O, \quad (18)$$

где $A = 0,00242$, $m = 0,67$, $n = 0,5$ – при $Re_X = 120 \div 320$; $A = 0,0845$, $m = 0,05$, $n = 0,5$ – при $Re_X = 320 \div 1200$; Nu'_X, Pr'_X – соответственно диффузионные критерии Нуссельта и Прандтля для жидкой фазы; D_X – коэффициенты диффузии в жидкой фазе при средней температуре раствора t_X^{CP} , м²/с; $\beta_{ж}$ – коэффициент массоотдачи в жидкой фазе, м/с; $\nu_{прив}$ – приведенная толщина пленки, м; $M_{ж}$ – средняя молярная масса раствора, кг; ω_O – приведенная скорость паров, м/с; Re_X – критерий Рейнольдса для пленки жидкости; g – ускорение свободного падения, м/с²; S_{MT} – сечение межтрубного пространства, м²; ν_A, ν_B – молярные объемы аммиака и растворителя, см³/моль; u_X – линейная скорость жидкости, м/с.

Результаты расчетов, выполненные по уравнениям (9-24) и представленные в табл. 2, а также литературные данные [4, 6], позволили установить функциональную зависимость для доли активной поверхности, которая после проведения корреляционного и регрессионного анализов имеет следующий вид

$$\psi_e = 10,68637 + 0,1379996 \cdot u_X - 13,72295 \omega_O - 0,1714646 t_X^{CP}. \quad (19)$$

Коэффициент корреляции для установленной зависимости равен 0,81, а среднеквадратичное отклонение не превышает 0,131. Анализ уравнения (19) свидетельствует о повышении доли активной поверхности при увеличении скорости жидкости, снижении скорости пара и средней температуры раствора. Это, как подтверждают исследова-

ния Шульмена и Бонда, объясняется в случае абсорбции хорошо растворимого газа тем, что часть смоченной поверхности, соответствующая застойным зонам неактивна, т.к. жидкость в данных зонах быстро насыщается поглощаемым газом и разрывается пленка жидкости с повышением температуры при выделении тепла в процессе абсорбции. Кроме того, происходит разрыв пленки жидкости на трубах, и появляются несмоченные места, а с повышением плотности орошения смачиваемая поверхность увеличивается. Превышение активной поверхности над геометрической является следствием присутствия части жидкости в свободном объеме абсорбера в виде капель и брызг, которые образуют дополнительную поверхность соприкосновения.

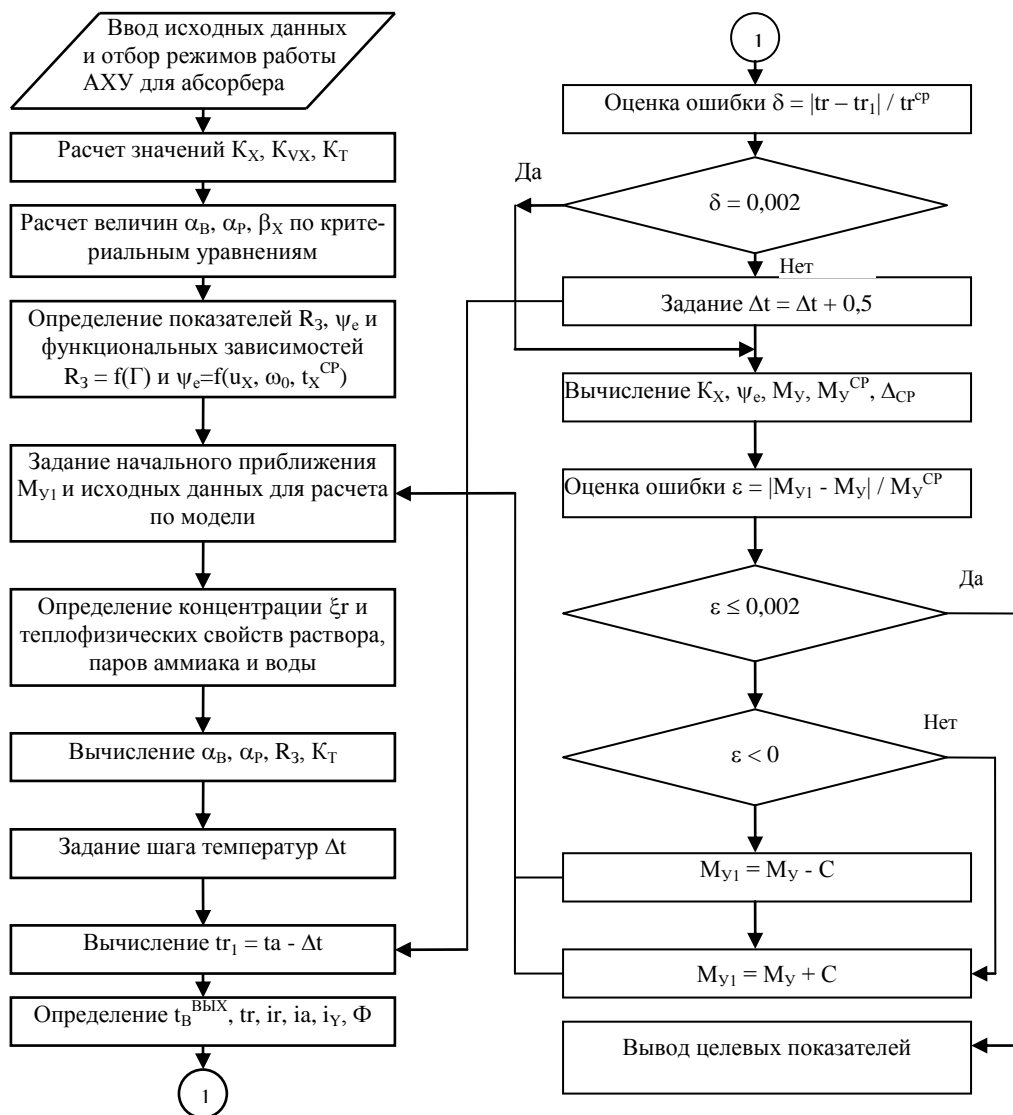


Рисунок 1 – Обобщенная блок-схема алгоритма идентификации абсорбера АХУ: i_y, ia, ir – соответственно энтальпии пара аммиака на входе слабого и крепкого растворов; $\Delta t, C$ – шаг поиска для температуры крепкого раствора ($^{\circ}\text{C}$) и количества поглощенного аммиака (кг/ч)

Дополнив вышеприведенные выражения обычными уравнениями материального, покомпонентного, теплового балансов, зависимостями для расчета теплофизических свойств, уравнениями равновесия и приняв при этом ряд допущений (среднеарифметическая разность температур и концентраций, линейность изменения параметров, тепло гидравлических и в окружающую среду потерь пренебрежимо мало), получим матема-

тическую модель абсорбера, с помощью которой возможно количественно определять статические характеристики и устанавливать направления повышения эффективности процесса абсорбции по увеличению концентрации крепкого раствора. В табл. 2 представлены отдельные результаты расчета целевых показателей в соответствии с разработанным алгоритмом идентификации абсорбера, обобщенная блок-схема которого представлена на рис. 1.

Как следует из рис. 1, в алгоритме можно выделить три основных этапа: отбор статических режимов работы АХУ и, в частности, абсорбера; определение функциональных зависимостей для основных параметров идентификации; проведение поверочного расчета с целью установления целевых показателей работы абсорбера. При этом среднеквадратичное отклонение по M_y не превосходит 0,2 т/ч.

Таким образом, проведенные исследования для элементных кожухотрубных пленочных абсорберов с оросительным корытом позволили разработать методику расчета и определить качественные и количественные зависимости основных параметров идентификации – коэффициента термического сопротивления R_3 и доли активной поверхности ψ_e , величина которых, как установлено, зависит в значительной мере от плотности орошения и линейных скоростей раствора, паров аммиака, а также средней температуры раствора соответственно. Разработанный алгоритм идентификации достаточно точно описывает процесс абсорбции и может быть использован при моделировании абсорбционно-холодильных установок с целью повышения эффективности их эксплуатации и решения задач оптимального управления.

Литература

1. Кошкин Н.Н., Сакун И.А., Бамбушек Е.М. и др. Холодильные машины. Учебн. для вузов. – Л.: Машиностроение. – 1985. – 510 с.
2. Бабиченко А.К., Ефимов В.Т. Влияние температуры вторичной конденсации на экономические показатели работы агрегатов синтеза аммиака большой мощности. /Вопросы химии и хим. технологии. – 1986. – Вып. 80. – С. 113 – 117.
3. Тошинский В.И., Бабиченко Ю.А. Исследование и анализ функциональных зависимостей по эффективности эксплуатации абсорбционно-холодильных установок агрегатов синтеза аммиака./Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Тематичний випуск "Хімія, хімічна технологія та екологія". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2003. – № 11, т. 2. – С. 102 – 109.
4. Рамм В.М. Абсорбция газов. М.: Химия, 1976. – 656 с.
5. Бадилькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность. – 1966. – 356 с.
6. Хоблер Т. Массопередача и абсорбция. – М.: Химия. – 1964. – 287 с.

УДК 681.51:621.575:661.53

Тошинський В.І., Бабіченко Ю.А.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АБСОРБЕРА ВОДОАМІАЧНОЇ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ АГРЕГАТА СИНТЕЗУ АМІАКУ

Розроблені методика та алгоритм ідентифікації кожухотрубних плівкових абсорберів зі зрошувальним коритом; визначені кількісні та якісні залежності основних параметрів ідентифікації (коефіцієнт термічного опору в процесі теплопередачі та доля активної поверхні при масообміні). Розроблений алгоритм може бути використаний при моделюванні абсорбційно-холодильних установок агрегатів синтезу аміаку з метою підвищення ефективності їх експлуатації та вирішення задач оптимального управління.