

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УДК 621.574.3:66.045.12

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-6-14

Л. С. Рева, П. С. Васильев, М. Ю. Глухов, В. М. Ширяев

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРОВ АММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

leonidreva46@mail.ru, nestorvv@mail.ru, naolime@mail.ru, vova.shiryaev.00@gmail.com

Автор, ответственный за переписку: Петр Сергеевич Васильев, nestorvv@mail.ru

Приведены примеры использования искусственного холода в конкретных производствах различных отраслей промышленности. Указаны причины дороговизны и относительно небольшой эффективности процесса выработки искусственного холода, что обуславливает актуальность разработки высокоэффективных холодильных машин для его производства. Наибольшая энергоэффективность отмечена у аммиачных холодильных установок. Рассмотрены физические причины уменьшения эффективности работы аммиачных конденсаторов с водяным охлаждением, которые приводят к снижению тепловой мощности, вырабатываемой холодильными установками. Описан способ самоочищения рабочих поверхностей теплообменных аппаратов от загрязнений за счет постоянного присутствия в них в процессе эксплуатации псевдооживленного зернистого материала. Приведена принципиальная схема конструкции самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого аммиачного конденсатора с водяным охлаждением и основные зависимости для выполнения его теплового расчета. Анализ результатов расчета показывает, что во всем периоде эксплуатации самоочищаемого конденсатора эффективность его работы поддерживается на максимально высоком уровне, а его габариты и металлоемкость в среднем вдвое меньше габаритов и металлоемкости аналогичного классического теплообменного аппарата. Представленные в работе таблицы и графики позволяют определять габаритные размеры трубного пучка самоочищаемых конденсаторов при любом числе его ходов без проведения дополнительных вычислений.

Ключевые слова: искусственный холод, аммиак, теплообменный аппарат, коэффициент теплопередачи, зернистый материал

L. S. Reva, P. S. Vasilyev, M. Yu. Glukhov, V. M. Shiryaev

IMPROVING THE EFFICIENCY OF CONDENSERS OF AMMONIA REFRIGERATION PLANTS

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

Examples of the use of artificial cold in specific productions of various industries are given. The reasons for the high cost and relatively low efficiency of artificial cold production process are indicated, which determines the relevance of the development of highly efficient refrigeration machines for its production. The greatest energy efficiency is noted for ammonia refrigeration units. Physical reasons for the decrease in the efficiency of water-cooled ammonia condensers, which lead to a decrease in the thermal power produced by refrigeration plants, are considered. A self-cleaning method of working surfaces of heat exchangers from contaminants due to the constant presence of fluidized granular material in them during operation is described. The basic design scheme of self-cleaning horizontal shell-and-tube ammonia condenser with water cooling and basic dependences for its thermal calculation are given. The analysis of the calculation results shows that during the whole period of operation of the self-cleaning condenser the efficiency of its work is maintained at the highest possible level, and its dimensions and metal consumption are on average half as much as the dimensions and metal consumption of a similar classical heat-exchange apparatus. The tables and graphs presented in the paper allow to determine the overall dimensions of the tube bundle of self-cleaning condensers at any number of its strokes without additional calculations.

Keywords: artificial cold, ammonia, heat exchanger, heat transfer coefficient, granular material

Искусственный холод широко используется в различных отраслях промышленности во многих производствах, например, жидкого хлора – методом электролиза водного раствора поваренной соли для сжижения газообразного хлора, минеральных солей – для их осаждения из раствора и отвода тепла кристаллизации, масел – для удаления из них парафинов, искусственных и синтетических волокон – для установок кондиционирования воздуха, синтетического каучука – для очистки и полимеризации мономера, резинотехнических изделий – для удаления с их поверхности облоя и заусенцев, а также резки резиновых листов и т. д. [1].

Удельные энергетические затраты на выработку 1 К холода при прочих равных условиях примерно на порядок больше соответствующих затрат на выработку 1 К тепла, что значительно увеличивает стоимость промышленного производства искусственного холода. Кроме того, теплофизические свойства хладагентов, применяемых в холодильных установках для этой цели, не позволяют развивать высокую плотность теплового потока в теплообменных аппаратах, что снижает эффективность их работы и, в свою очередь, приводит к увеличению габаритов и металлоемкости. Эти обстоятельства обуславливают актуальность разработки высокоэффективных холодильных установок.

Среди применяемых в промышленности хладагентов аммиак (R-717) обладает лучшими показателями энергоэффективности. Так, при прочих равных условиях экономия энергопотребления аммиачных холодильных установок

составляет в среднем 20–30 % в сравнении с установками, работающими на фреоне (R-507A) и углекислоте (R-744). Поэтому, несмотря на то что аммиак является токсичным веществом, разъедающим в присутствии влаги медь, цинк и их сплавы (к стали инертно), большинство промышленных холодильных установок большой мощности являются именно аммиачными [2].

Конденсатор – один из главных технологических аппаратов любой холодильной установки. В установках средней и большой мощности чаще всего используются горизонтальные кожухотрубчатые конденсаторы с водяным охлаждением, в которых пары аммиака конденсируются на наружной поверхности труб. Значения коэффициентов теплопередачи таких конденсаторов в основном определяются, во-первых, термическим сопротивлением загрязнений со стороны воды, толщина которых возрастает с увеличением времени эксплуатации теплообменных аппаратов, в связи с чем их конструкция должна предусматривать возможность периодической очистки, во-вторых, интенсивностью теплоотдачи со стороны воды, в связи с чем необходимо обеспечивать достаточно высокую скорость ее течения, порядка 1,5–2,5 м/с (табл. 1) [3].

Необходимо отметить, что уменьшение значений коэффициентов теплопередачи аммиачных конденсаторов приводит к уменьшению эффективности их работы и, как следствие, к снижению тепловой мощности, вырабатываемой холодильными установками.

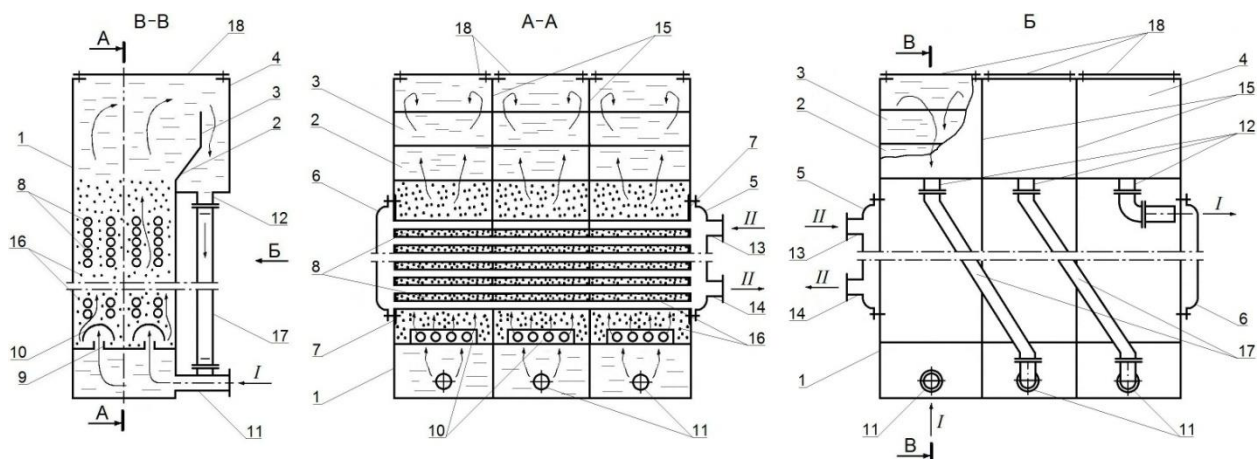


Рис. 1. Принципиальная схема конструкции самоочищающегося горизонтального кожухотрубчатого теплообменного аппарата [7]:

1 – корпус; 2 – расширенная верхняя часть корпуса; 3 – переливная перегородка; 4 – кожух; 5, 6 – передняя и задняя крышки трубного пространства; 7 – трубные решетки; 8 – трубы трубного пучка; 9 – стаканы; 10 – колпачки; 11, 12 – штуцеры подвода и отвода теплоносителя I; 13, 14 – штуцеры подвода и отвода теплоносителя II; 15 – вертикальные перегородки; 16 – зернистый материал; 17 – переливная труба; 18 – крышки для загрузки зернистого материала; I – жидкий теплоноситель межтрубного пространства; II – теплоноситель трубного пространства

Таблица 1

**Коэффициенты теплопередачи горизонтальных кожухотрубчатых аммиачных конденсаторов
в зависимости от скорости воды [3]**

Скорость воды, м/с	Коэффициенты теплопередачи, Вт/(м ² ·К)		
	в начале эксплуатации (после очистки)	после 16 часов работы	после длительной эксплуатации
0,5	1360	1270	920
1,0	2110	1810	1220
1,5	2470	2140	1360
2,0	2650	2330	1440

В работе [4] описан способ предотвращения образования загрязнений за счет постоянного псевдооживления зернистого материала, помещенного в рабочее пространство теплообменного аппарата, восходящим потоком жидкого теплоносителя, подаваемого с рабочей скоростью в пределах существования псевдооживленного состояния. Указанный способ предотвращает образование загрязнений непосредственно в процессе эксплуатации аппарата и дополнительно обеспечивает высокую интенсивность теплоотдачи со стороны псевдооживленного зернистого материала [5]. В соответствии со способом [4] разработаны принципиальные схемы конструкций самоочищаемых теплообменных аппаратов [6; 7].

На рис. 1 представлена принципиальная схема конструкции самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого теплообменного аппарата с зернистым материалом в межтрубном пространстве [7]. Вертикальные перегородки 15 разделяют межтрубное пространство на равные по длине труб теплообменные секции. Количество зернистого материала 16, загружаемого в каждую теплообменную секцию, соответствует расширению псевдооживленного слоя на всю высоту трубного пучка при рабочей скорости жидкого теплоносителя I . Расширенная верхняя часть корпуса 2 увеличивает про-

ходное сечение для жидкого теплоносителя I , снижая тем самым скорость его движения до меньшей скорости начала псевдооживления зернистого материала. Таким образом, зернистый материал, оставаясь в псевдооживленном состоянии в каждой теплообменной секции, не выносится в расширенную часть корпуса.

Оценка степени повышения эффективности работы самоочищаемых горизонтальных кожухотрубчатых конденсаторов аммиачных холодильных установок представляет собой цель настоящей работы.

Определим необходимую поверхность теплообмена конденсатора холодильной установки производительностью по аммиаку 3000 нм³/ч.

Температуры аммиака: паров на выходе из компрессора – 160 °С, конденсации – 38 °С, переохлаждения конденсата – 30 °С. Начальная температура воды – 25 °С.

Конструкция самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого теплообменного аппарата изображена на рис. 1, габаритные размеры теплообменных секций и схема расположения труб одного хода трубного пучка показаны на рис. 2. В трубное пространство подается аммиак, в межтрубное – вода. В качестве зернистого материала, расположенного в межтрубном пространстве, используется просеянный кварцевый песок со средним диаметром частиц 3 мм.

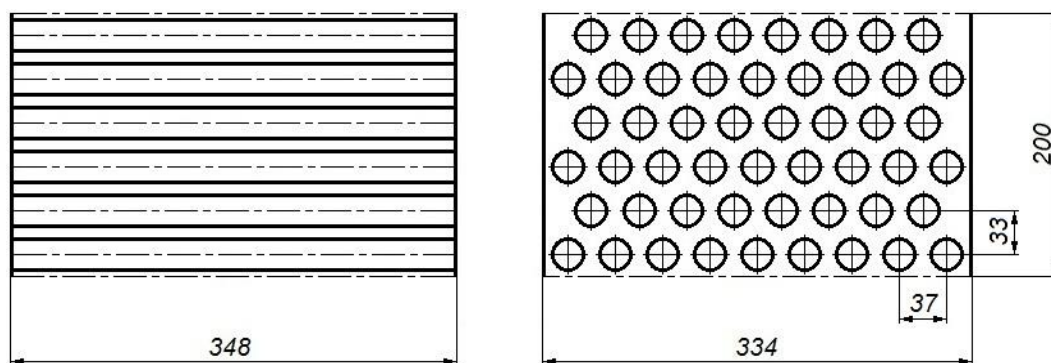


Рис. 2. Схема шахматного расположения 51 трубы диаметром 25×2,5 мм одного хода трубного пучка в теплообменных секциях с габаритными размерами 348×334×200 мм

Ниже представлены основные зависимости для выполнения теплового расчета самоочищаемого конденсатора.

Рабочая скорость воды в каждой теплообменной секции рассчитывается по формуле [5]:

$$w_x = W \cdot w_{кр}, \quad (1)$$

где W – число псевдоожижения; $w_{кр}$ – критическая скорость, соответствующая началу псевдоожижения, определяемая из уравнения [8]:

$$Re_{кр} = \frac{Ar \cdot \varepsilon_0^{4,75}}{18 \cdot \varphi_n^2 + \sqrt{\frac{\varphi_n \cdot \varphi_\phi}{3} \cdot Ar \cdot \varepsilon_0^{4,75}}}, \quad (2)$$

где $Re_{кр} = \frac{w_{кр} \cdot d_q \cdot \rho_x}{\mu_x}$ – число подобия Рейнольдса; $Ar = \frac{g \cdot d_q^3 \cdot (\rho_q - \rho_x) \cdot \rho_x}{\mu_x^2}$ – число подоби-

я Архимеда; $\varepsilon_0 = 1,2 \cdot \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_q}\right)$ – порозность зернистого материала, соответствующая началу его псевдоожижения; d_q – средний диаметр частиц зернистого материала; ρ_q – плотность час-

тиц зернистого материала; ρ_n – насыпная плотность зернистого материала; φ_n и φ_ϕ – соответственно коэффициент удельной поверхности и коэффициент формы и шероховатости поверхности частиц зернистого материала, учитывающие реальную гидродинамическую обстановку.

Массовый расход воды в конденсаторе рассчитывается по уравнению:

$$G_x = z \cdot w_x \cdot \varepsilon_v \cdot l \cdot b \cdot \rho_x, \quad (3)$$

где z – число теплообменных секций; l и b – соответственно длина и ширина одной теплообменной секции (рис. 2); ε_v – коэффициент стесненности межтрубного пространства, вычисляемый по формуле:

$$\varepsilon_v = \frac{b \cdot h - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}}{b \cdot h}, \quad (4)$$

где h – высота одного хода трубного пучка; n – число труб в одном ходе трубного пучка; d_n – наружный диаметр труб.

Коэффициент теплоотдачи со стороны псевдоожиженного зернистого материала α_x определяется из уравнения [8]:

$$Nu_x = \frac{6,8 \cdot \frac{d_q}{D_9} \cdot \varphi_\phi^{0,8} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot Pe_x \cdot \exp\left(-\frac{1,7}{W^{2,2}}\right)}{1 + 33,4 \cdot \frac{d_q}{D_9} \cdot \varepsilon^{0,7} \cdot \ln\left[0,85 \cdot \varphi_\phi^{0,8} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot Pe_x \cdot \exp\left(-\frac{1,7}{W^{2,2}}\right)\right]}, \quad (5)$$

где $Nu_x = \frac{\alpha_x \cdot d_q}{\lambda_x}$ – число подобия Нуссельта; $Pe_x = \frac{c_{px} \cdot \rho_x \cdot w_x \cdot d_q}{\lambda_x}$ – число подобия Пекле;

$$D_9 = \frac{4 \cdot \left(l \cdot b \cdot h - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot l\right)}{n \cdot \pi \cdot d_n \cdot l + 2 \cdot l \cdot h + 2 \cdot \left(b \cdot h - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}\right)} - \text{эквивалентный диаметр межтрубного простран-}$$

ства в каждой теплообменной секции; ε – рабочая порозность псевдоожиженного зернистого материала, вычисляемая по формуле [8]:

$$\varepsilon = \left(\frac{\sqrt{\frac{\varphi_n \cdot \varphi_\phi}{12}} \cdot Re_x + \sqrt{\frac{\varphi_n \cdot \varphi_\phi}{12}} \cdot Re_x^2 + 18 \cdot \varphi_n^2 \cdot Re_x}{\sqrt{Ar}} \right)^{0,42}, \quad (6)$$

где $Re_x = W \cdot Re_{кр}$.

Теплофизические свойства воды в уравнениях (1)–(6) берутся при ее средней температу-

ре: ρ_x – плотность; μ_x – динамический коэффициент вязкости; c_{px} – удельная массовая теплоемкость; λ_x – коэффициент теплопроводности.

Коэффициенты теплоотдачи со стороны аммиака для зоны охлаждения паров α_{e1} и зоны переохлаждения конденсата α_{e3} определяются из уравнений [9]:

– при $Re_{e13} \leq 2320$:

$$Nu_{e13} = 3,66; \quad (7)$$

– при $2320 < Re_{e13} \leq 10000$:

$$Nu_{e13} = 3,66 + 0,0855 \cdot (Re_{e13} - 2320)^{2/3} \cdot Pr_{e13}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{e13}}{Pr_{cm213}} \right)^{0,25}; \quad (8)$$

– при $Re_{e13} > 10000$:

$$Nu_{e13} = 3,66 + 0,021 \cdot Re_{e13}^{0,8} \cdot Pr_{e13}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{e13}}{Pr_{cm213}} \right)^{0,25}, \quad (9)$$

где $Nu_{e13} = \frac{\alpha_{e13} \cdot d_{вн}}{\lambda_{e13}}$ – число подобия Нуссельта; $Re_{e13} = \frac{4 \cdot G_z}{n \cdot \pi \cdot d_{вн} \cdot \mu_{e13}}$ – число подобия

Рейнольдса; $Pr_{e13} = \frac{c_{pe13} \cdot \mu_{e13}}{\lambda_{e13}}$ – число подобия

Прандтля; G_z – массовый расход аммиака; $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб.

В уравнениях (7)–(9) теплофизические свойства аммиака – паров для зоны 1 и жидкости для зоны 3 – для всех чисел подобия, кроме Pr_{cm213} , берутся при их средних температурах; для Pr_{cm213} – при температурах стенки со стороны горячего теплоносителя.

Коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака для зоны конденсации α_{e2} определяется по уравнению [10]:

$$\alpha_{e2} = 0,2 \cdot \alpha_N \cdot We_{e2}^{-0,25}, \quad (10)$$

где $\alpha_N = 0,72 \cdot \left(\frac{g \cdot r_{e2} \cdot \rho_{e2}^2 \cdot \lambda_{e2}^3}{\theta \cdot \mu_{e2} \cdot d_{вн}} \right)^{0,25}$ – коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара аммиака; $We_{e2} = \frac{\sigma_{e2}}{g \cdot (\rho_{e2} - \rho_{en2})}$ –

число подобия Вебера; θ – разность между температурами конденсата и стенки (в расчетах рекомендуется принимать $\theta = 1$ K).

Теплофизические свойства конденсата аммиака в уравнении (10) берутся при температуре конденсации: r_{e2} – удельная теплота парообразования; ρ_{e2} – плотность (жидкость); ρ_{en2} – плотность (пар); μ_{e2} – динамический коэффициент вязкости; c_{pe2} – удельная массовая теплоемкость; λ_{e2} – коэффициент теплопроводности;

σ_{e2} – коэффициент поверхностного натяжения.

Действительная поверхность теплообмена конденсатора вычисляется следующим образом:

$$F_d = z \cdot m \cdot n \cdot \pi \cdot d_n \cdot l, \quad (11)$$

где m – число ходов трубного пучка (принимается четным согласно рис. 1).

Длина и высота трубного пучка определяется по формулам соответственно:

$$L = z \cdot l; \quad (12)$$

$$H = m \cdot h. \quad (13)$$

Масса зернистого материала, загружаемого в межтрубное пространство, рассчитывается по уравнению:

$$M_q = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_q \cdot z \cdot m \cdot l \cdot \left(b \cdot h - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \right). \quad (14)$$

В табл. 2 приведены основные исходные, справочные данные и результаты модельного расчета самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого конденсатора на производительность по аммиаку 3000 нм³/ч.

Анализ данных табл. 2 показывает, что коэффициент теплопередачи в зоне конденсации аммиака $K_2 = 2415$ Вт/(м²·К) самоочищаемого конденсатора почти точно соответствует своему значению 2470 Вт/(м²·К) для классического конденсатора в начале его эксплуатации (или после очистки) при скорости воды 1,5 м/с (табл. 1). При этом коэффициент теплопередачи K_2 самоочищаемого конденсатора будет сохранять свое значение постоянным во всем периоде эксплуатации теплообменного аппарата, что позволяет увеличить время его работы между остановками для очистки.

Таблица 2

**Основные исходные, справочные данные и результаты модельного расчета
самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого аммиачного конденсатора**

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4
Исходные данные			
1. Объемный расход аммиака при нормальных условиях	нм ³ /ч	$V_{0г}$	3000
2. Начальная температура паров аммиака	°С	$t_{гн}$	160
3. Температура конденсации аммиака	°С	$t_{конд}$	38
4. Конечная температура переохлаждения конденсата аммиака	°С	$t_{гк}$	30
5. Начальная температура воды	°С	$t_{хн}$	25
Справочные данные			
1. Разность между температурами конденсата и стенки [10]	К	θ	1
2. Средний диаметр частиц зернистого материала	мм	$d_{г}$	3
3. Плотность частиц зернистого материала	кг/м ³	$\rho_{г}$	2650
4. Насыпная плотность зернистого материала	кг/м ³	$\rho_{н}$	1650
5. Коэффициент удельной поверхности частиц зернистого материала [8]	—	$\varphi_{н}$	1,05
6. Коэффициент формы и шероховатости поверхности частиц зернистого материала [8]	—	φ_{ϕ}	2,97
7. Число псевдоожижения	—	W	3
8. Наружный диаметр труб из стали 12Х18Н10Т	мм	$d_{н}$	25
9. Внутренний диаметр труб из стали 12Х18Н10Т	мм	$d_{вн}$	20
10. Число труб в одном ходе трубного пучка	—	n	51
11. Длина одной теплообменной секции	мм	l	348
12. Ширина одной теплообменной секции	мм	b	334
13. Высота одного хода трубного пучка	мм	h	200
Варьируемые параметры			
1. Число ходов трубного пучка	—	m	4
2. Число теплообменных секций	—	z	10
Расчетные параметры			
<i>Межтрубное пространство</i>			
1. Рабочая скорость воды в каждой теплообменной секции	м/с	$w_{х}$	0,086
2. Массовый расход воды в конденсаторе	кг/с	$G_{х}$	62,1
3. Эквивалентный диаметр межтрубного пространства в каждой теплообменной секции	м	$D_{э}$	0,036
4. Рабочая порозность псевдоожиженного зернистого материала	м ³ /м ³	ε	0,693
5. Коэффициент теплоотдачи со стороны псевдоожиженного зернистого материала	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{х}$	8099
<i>Зона охлаждения паров аммиака</i>			
6. Тепловая мощность	кВт	Q_1	262,5
7. Коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{г1}$	253
8. Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	K_1	235
9. Поверхность теплообмена	м ²	F_1	23,6
<i>Зона конденсации аммиака</i>			
10. Тепловая мощность	кВт	Q_2	692,5
11. Коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{г2}$	9363
12. Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	K_2	2415
13. Поверхность теплообмена	м ²	F_2	24,8

Окончание табл. 2

1	2	3	4
<i>Зона переохлаждения конденсата аммиака</i>			
14. Тепловая мощность	кВт	Q_3	24,7
15. Коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{э3}$	650
16. Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	K_3	542
17. Поверхность теплообмена	м ²	F_3	5,5
<i>Общие параметры</i>			
18. Тепловая мощность конденсатора	кВт	Q	979,7
19. Необходимая поверхность теплообмена	м ²	F	53,9
20. Действительная поверхность теплообмена	м ²	F_δ	55,7
21. Длина трубного пучка	м	L	3,480
22. Высота трубного пучка	м	H	0,800
23. Масса зернистого материала в межтрубном пространстве конденсатора	кг	M_κ	473

Также необходимо отметить, что рабочая скорость воды $w_x = 0,086$ м/с в самоочищаемом конденсаторе почти в 20 раз меньше своего значения для классического конденсатора при аналогичной интенсивности теплопередачи (табл. 1), что обеспечивает значительно меньшее гидравлическое сопротивление его межтрубного пространства.

В табл. 3 приведены результаты расчета не-

обходимой поверхности теплообмена и габаритных размеров трубного пучка самоочищаемого конденсатора при различном четном числе его ходов.

Данные табл. 3 полезны при выполнении компоновки технологического оборудования высокотехнологичных аммиачных холодильных установок [2], а также их технико-экономического обоснования.

Таблица 3

Необходимая поверхность теплообмена и габаритные размеры трубного пучка самоочищаемого конденсатора производительностью по аммиаку 3000 нм³/ч

m	2	4	6	8	10	12
z	19	10	7	6	5	4
$F, \text{м}^2$	51,3	53,9	56,3	57,9	60,2	65,6
$F_\delta, \text{м}^2$	52,9	55,7	58,5	66,9	69,7	66,9
$L, \text{м}$	6,612	3,480	2,436	2,088	1,740	1,392
$H, \text{м}$	0,400	0,800	1,200	1,600	2,000	2,400

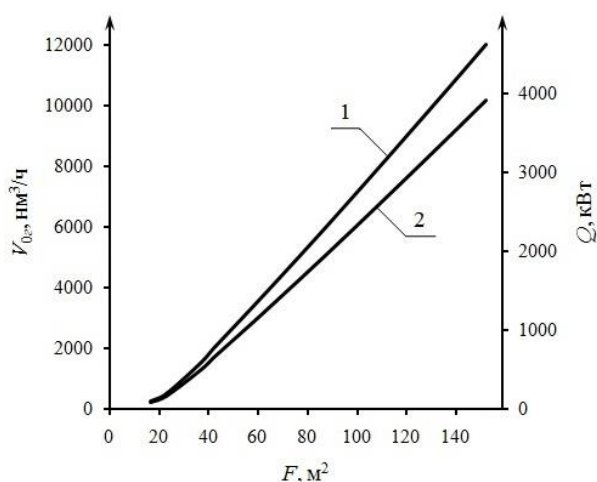


Рис. 3. Графики зависимостей для самоочищаемого конденсатора с числом ходов трубного пучка $m = 4$:
1 – $V_0 = f(F)$; 2 – $Q = f(F)$

На рис. 3 представлены графики зависимостей объемного расхода аммиака при нормальных условиях и тепловой мощности самоочищаемого конденсатора с числом ходов трубного пучка $m = 4$ от необходимой поверхности теплообмена.

В связи с тем, что графики на рис. 3 являются практически прямыми линиями, то, зная поверхность теплообмена одного хода трубного пучка в одной теплообменной секции (рис. 2), с помощью рис. 3 и табл. 3 можно определить число секций, требуемых для работы самоочищаемого конденсатора с $m = 2$ –12 в широком диапазоне значений производительности по аммиаку (до 12000 нм³/ч) и тепловой мощности (до 4000 кВт). При этом погрешность такого

определения составит не более одной секции, что может быть нивелировано увеличением их числа на единицу, то есть в сторону увеличения запаса на теплообменную поверхность.

Выполним сравнительный расчет горизонтального кожухотрубчатого аммиачного конденсатора конструкции согласно рис. 1 и 2, но без зернистого материала в межтрубном пространстве при прочих равных условиях. При этом массовый расход воды возьмем из расчета самоочищаемого конденсатора.

В этом случае коэффициенты теплоотдачи со стороны воды для зоны охлаждения паров α_{x1} , зоны конденсации α_{x2} и зоны переохлаждения конденсата α_{x3} определим из уравнений [11]:

– при $Re_{x123} \leq 1000$:

$$Nu_{x123} = 0,56 \cdot Re_{x123}^{0,5} \cdot Pr_{x123}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{x123}}{Pr_{cmx123}} \right)^{0,25}; \quad (15)$$

– при $Re_{x123} > 1000$:

$$Nu_{x123} = 0,40 \cdot Re_{x123}^{0,6} \cdot Pr_{x123}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{x123}}{Pr_{cmx123}} \right)^{0,25}, \quad (16)$$

где $Nu_{x123} = \frac{\alpha_{x123} \cdot d_n}{\lambda_{x123}} \cdot \frac{m \cdot y}{m \cdot y - 0,5}$ – число подобия Нуссельта; y – число рядов труб в одном ходе трубного пучка ($y = 6$ согласно рис. 2);

$Re_{x123} = \frac{w_x \cdot d_n \cdot \rho_{x123}}{\mu_{x123}}$ – число подобия Рей-

нольдса; $Pr_{x123} = \frac{c_{px123} \cdot \mu_{x123}}{\lambda_{x123}}$ – число подобия

Прандтля.

Теплофизические свойства воды в уравнениях (15)–(16) для всех чисел подобия, кроме Pr_{cmx123} , берутся при ее средних температурах в каждой зоне; для Pr_{cmx123} – при температурах стенки со стороны холодного теплоносителя.

Из-за отсутствия в межтрубном пространстве псевдооживленного зернистого материала с течением времени работы конденсатора его теплообменная поверхность со стороны воды будет загрязняться. Термическое сопротивление загрязнений примем равным $2,3 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$ [12].

На рис. 4 представлен график зависимости отношения f поверхности теплообмена самоочищаемого конденсатора к поверхности теплообмена конденсатора без зернистого матери-

ала от объемного расхода аммиака при нормальных условиях, полученный в результате выполнения сравнительного расчета для числа ходов трубного пучка $m = 4$.

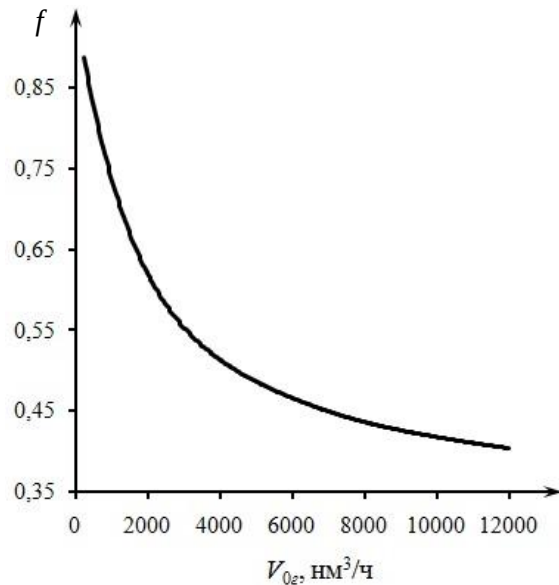


Рис. 4. График зависимости $f = f(V_{0z})$ для числа ходов трубного пучка $m = 4$

Анализ рис. 4 показывает, что экономия площади теплообменной поверхности при использовании самоочищаемых аммиачных конденсаторов по сравнению с аналогичными классическими теплообменными аппаратами для холодильных установок большой мощности (от 200 до 4000 кВт) составляет от 22 до 60 %.

Таким образом, для обеспечения работы высокоэффективных аммиачных холодильных установок большой мощности рекомендуется использовать самоочищаемые горизонтальные кожухотрубчатые конденсаторы, габариты и металлоемкость которых в среднем вдвое меньше габаритов и металлоемкости аналогичных классических теплообменных аппаратов.

При этом с увеличением тепловой мощности холодильных установок растет и экономия площади теплообменной поверхности за счет использования самоочищаемых конденсаторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Щербин, В. А. Холодильные станции и установки / В. А. Щербин, Я. И. Гринберг. – Москва : Химия, 1979. – 376 с.
2. Аммиачные холодильные установки [Электронный ресурс] / ООО «Рефинжиниринг»: эксперты в холодноснабжении. – [2024]. – Режим доступа: <https://refeng.ru/blog/ammiachnye-holodilnye-ustanovki/?ysclid=lvslfvi2vf627838604>.
3. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1973. – 328 с.

4. Самоочищающиеся теплообменники / Г. М. Михайлов, Л. С. Рева, Н. В. Тябин, А. Ю. Миронов // Холодильная техника. – 1988. – № 1. – С. 28–30.

5. Гельперин, Н. И. Основы техники псевдооживления / Н. И. Гельперин, В. Г. Айнштейн, В. Б. Кваша. – Москва : Химия, 1967. – 664 с.

6. П. м. 154574 РФ, МПК F28D7/00, F28D17/00. Кожухотрубный теплообменник / Л. С. Рева, А. Б. Голованчиков, С. Л. Рева, П. С. Васильев, С. Б. Воротнева, Б. А. Дулькин, С. Р. Коломиец; ВолГТУ. – № 2014154562/06; заявл. 31.12.2014; опубл. 27.08.2015. Бюл. 24.

7. П. м. 168684 РФ, МПК F28D 7/00 Кожухотрубный теплообменник / Л. С. Рева, А. Б. Голованчиков, П. С. Васильев, С. Б. Воротнева, И. И. Улизин; ВолГТУ. – № 2016111091; заявл. 24.03.2016; опубл. 15.02.2017. Бюл. 5.

8. Рева, Л. С. Методы гидродинамического и теплового

расчета теплообменников с зернистой насадкой: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.08 / Л. С. Рева. – Волгоград, 1984. – 310 с.

9. Прогнозирование коэффициента конвективной теплоотдачи в трубе при переходном и турбулентном режимах течения / Г. М. Михайлов, В. Г. Михайлов, Л. А. Кондакова, Л. С. Рева // Теоретические основы химической технологии. – 2005. – Т. 39, № 6. – С. 698–702.

10. Теплофизические основы получения искусственного холода: справочник / Н. А. Бучко; гл. ред. А. В. Быков. – Москва: Пищевая промышленность, 1980. – 232 с.

11. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеев. – 2-е изд., стер. – Москва : Энергия, 1977. – 344 с.

12. Машины и аппараты химических производств: примеры и задачи / И. В. Доманский [и др.]; под общ. ред. В. Н. Соколова. – Ленинград : Машиностроение, 1982. – 384 с.