

УДК 621.574.013–932.2

Пластинчатые теплообменники в абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторах*

Канд. техн. наук **К. И. СТЕПАНОВ**¹, **Д. Г. МУХИН**²,
¹stepanov_ki@mail.ru, ²mukhindg@mail.ru
Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН
Н. В. МИРОНОВА³
³mironovanina@inbox.ru
Новосибирский государственный технический университет
Д-р техн. наук **А. В. БАРАНЕНКО**⁴, д-р техн. наук **О. В. ВОЛКОВА**⁵
⁴baranenko@mail.ifmo.ru, ⁵ovvolkova@corp.ifmo.ru
Университет ИТМО

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (Проект № 17-48-543278 «Интенсификация процессов тепломассопереноса в абсорбционных термотрансформаторах»).

Энергетическая эффективность абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторов (АБТТ) зависит от глубины рекуперации теплоты в растворном теплообменнике. В работе проведен сравнительный анализ кожухотрубных и пластинчатых теплообменных аппаратов, используемых в АБТТ. Предложена технологичная конструкция прототипа пластинчатого теплообменника с плоскими пластинами, которая является базой для дальнейшего развития теплообменников с пластинами имеющими выпукло-вогнутые турбулизирующие поверхности. Была проведена оценка теплогидравлических характеристик пластинчатых теплообменников с плоскими пластинами, показана эффективность их применения в термотрансформаторах. Определены оптимальные характеристики специальных пластинчатых теплообменников для отечественных АБТТ. Установлено что для АБТТ с одноступенчатой схемой десорбции рекомендуемое значение высоты канала пластинчатого теплообменника для тракта крепкого раствора должно приниматься не менее 3,0 мм, а для АБТТ с двухступенчатой схемой десорбции не менее 2,0 мм. Для промышленной холодильной машины АБХМ-1000Вн с одноступенчатой десорбцией произведено сопоставление технических характеристик существующих и перспективных типов рекуперативных теплообменников. Сравнение показало, что при использовании пластинчатого теплообменника с плоскими пластинами экономия абсорбента составляет 15% по отношению к общему количеству направляемому в АБТТ, а экономия металла и трудозатрат на изготовление АБТТ по отношению к общей массе составляет 5%.
Ключевые слова: абсорбционная холодильная машина, энергоэффективность, материалоемкость, теплогидравлические характеристики.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 19.02.2018, принята к печати 24.05.2018

DOI: 10.17586/1606-4313-2018-17-2-13-21

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Степанов К. И., Мухин Д. Г., Миронова Н. В., Бараненко А. В., Волкова О. В. Пластинчатые теплообменники в абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторах // Вестник Международной академии холода. 2018. № 2. С. 13–21.

Plate heat exchangers in absorption lithium bromide thermal transformers

Ph. D. **K. I. STEPANOV**¹, **D. G. MUKHIN**²
¹stepanov_ki@mail.ru, ²mukhindg@mail.ru
Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the RAS
N. V. MIRONOVA³
³mironovanina@inbox.ru
Novosibirsk State Technical University
D. Sc. **A. V. BARANENKO**⁴, D. Sc. **O. V. VOLKOVA**⁵
⁴baranenko@mail.ifmo.ru, ⁵ovvolkova@corp.ifmo.ru
ITMO University

Energy efficiency of absorption lithium bromide thermal transformer depends on the depth of heat recovery in solution heat exchanger. In the article shell-and-tube and plate heat exchangers used in the absorption lithium bromide thermal transformers are compared. The appropriate design of plate heat-exchanger prototype with плоскими пластинами is

presented, which is the basis for the development of heat-exchangers with the plates with convex-concave turbulizing surfaces. The evaluation of thermal-hydraulic characteristics of plate heat-exchangers has been made; the efficiency of their using in thermal transformers is shown. The optimum characteristics of the purpose-built plate heat transformers for Russian absorption lithium bromide thermal transformer are determined. For absorption lithium bromide thermal transformer with one-stage desorption system the recommended channel height of weak solution path in plate heat-exchanger is proved to be not less than 3.0 mm, and for absorption lithium bromide thermal transformer with two-stage desorption system — not less than 2.0 mm. For ABHM-1000Vn industrial refrigerating machine with one-stage desorption the characteristics of the recuperative heat-exchangers current in use and the upcoming ones are compared. It is shown that when using plate heat-exchangers with flate plates refrigerant saving is 15% in relation to the total refrigerant amount loaded into absorption lithium bromide thermal transformer; metal and labour savings for manufacturing absorption lithium bromide thermal transformer in relation to total weight is 5%.

Keywords: absorption refrigerating machine, energy efficiency, materials consumption, thermos-hydraulic characteristics.

Article info:

Received 19/02/2018, accepted 24/05/2018

DOI: 10.17586/1606-4313-2018-17-2-13-21

Article in Russian

For citation:

Stepanov K. I., Mukhin D. G., Mironova N. V., Baranenko A. V., Volkova O. V. Plate heat exchangers in absorption lithium bromide thermal transformers. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2018. No 2. p. 13–21.

Введение

Абсорбционные бромистолитиевые термотрансформаторы (АБТТ) получают все большее распространение в системах кондиционирования воздуха и теплофикации, а также для получения температур хладонителей до $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1–3]. Их применению может способствовать дефицит электроэнергии в отдельных регионах. Наибольший экономический эффект обеспечивается при использовании для работы АБТТ возобновляемых или вторичных энергетических ресурсов [4, 5]. В настоящее время существует большое количество конструкций абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторов, работающих по различным циклам [4, 6–10]. Актуальными направлениями развития АБТТ являются повышение энергетической эффективности и улучшение потребительских свойств машин, в том числе за счет снижения капитальных затрат.

При неизменных параметрах внешних источников теплоты, повышение энергетической эффективности абсорбционных агрегатов может быть достигнуто увеличением глубины рекуперации теплоты в растворном теплообменнике.

При малом располагаемом перепаде давления по линии крепкого раствора, при его движении из генератора в абсорбер, (порядка 10 кПа) такое увеличение возможно 2 способами:

— снижением необратимых потерь при рекуперации путем интенсификации теплообмена с учетом малого располагаемого перепада давлений;

— увеличением площади поверхности теплообмена при неизменных значениях интенсивности теплоотдачи.

В наиболее распространенных в настоящее время кожухотрубных растворных теплообменниках увеличение поверхности теплообмена влечет за собой увеличение количества заправляемого в АБТТ абсорбента, а также может привести к снижению коэффициента теплоотдачи (при увеличении поперечных габаритов

теплообменника) или увеличению гидравлического сопротивления (при увеличении длины теплообменника).

Перспективным решением является замена кожухотрубных теплообменников на пластинчатые.

Особенности применения пластинчатых теплообменников в АБТТ

При одинаковой поверхности теплообмена, основным преимуществом пластинчатых теплообменников перед кожухотрубными является существенно меньшая (до одного порядка) вместимость по абсорбенту при сравнимой глубине рекуперации. Это означает возможность снижения капитальных затрат на АБТТ, за счет уменьшения объема водного раствора бромида лития в машине.

Анализ конструкций АБТТ ряда зарубежных компаний показывает, что все чаще производители используют именно это конструктивное решение для одновременного повышения энергетической эффективности и снижения объема заправляемого абсорбента (рис. 1).

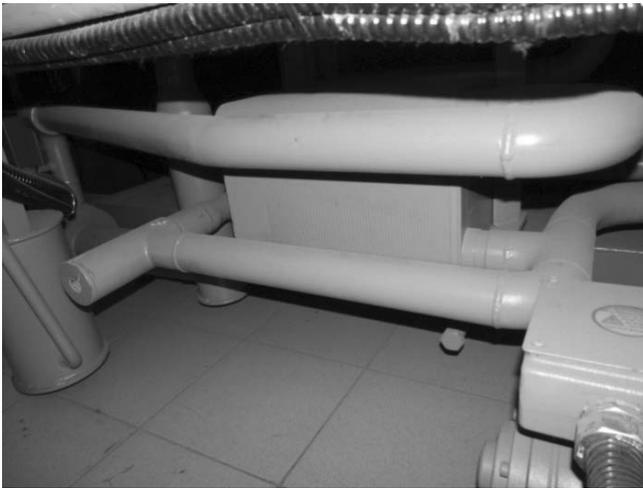
По совокупности потребительских свойств наиболее подходящим типом теплообменников являются цельнопаяные (цельносварные) герметичные теплообменники.

В конструкциях АБТТ используются, как правило, теплообменники специального исполнения: с диагональным расположением портов и (или) с зеркально расположенными входными и выходными портами (см. рис. 1).

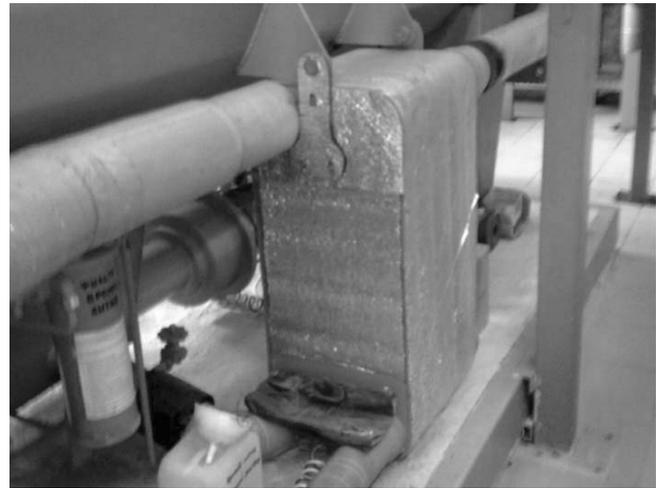
К сожалению, сведения о рассматриваемой проблематике в научно-технической литературе практически отсутствуют. Помимо этого, герметичные, паяные медью или никелем, пластинчатые теплообменники отечественной промышленностью не выпускаются.

Применение герметичных пластинчатых теплообменников, серийно выпускаемых зарубежными производителями, такими как Funke, Alfa Laval, Sondex, Danfoss, Swep ограничено целым рядом причин:

— геометрия пластин и расположение патрубков часто не согласовываются с существующими апробиро-



а



б

Рис. 1. Пластинчатые теплообменники в составе АБХМ «Century» (а) и «Trane» (б)
 Fig. 1. Plate heat-exchangers in Century (a) and Trane (б) absorption refrigerating machines

ванными компоновочными решениями, увеличивая габариты АБТТ;

- ограниченный диаметр патрубков (портов) — до 100 мм сопровождается относительно высоким значением гидравлических потерь в них. Так, например, для АБХМ мощностью 3000 кВт и выше, гидравлическое сопротивление в портах теплообменника сопоставимо располагаемому напору;

- высокая стоимость теплообменников на российском рынке;

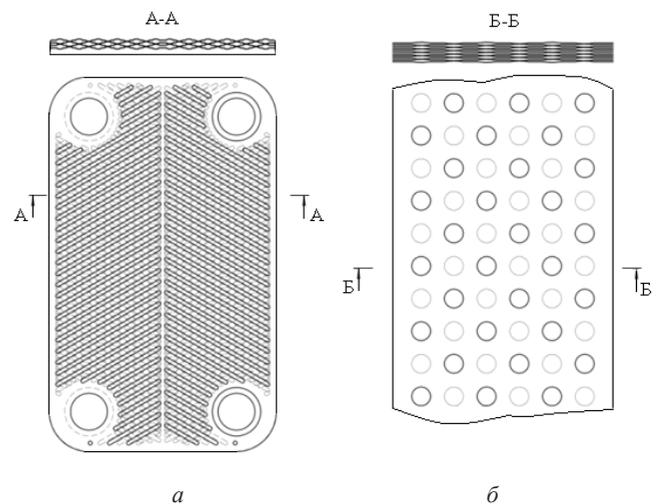
- невозможность применения при температурах раствора абсорбента, характерного для АБТТ с двухступенчатой десорбцией (~150 °С) ввиду коррозионного растрескивания нержавеющей сталей аустенитного класса.

Все изложенные обстоятельства в разной степени снижают возможный эффект повышения эффективности АБТТ в случае применения в них выпускаемых зарубежными компаниями пластинчатых теплообменников и указывают на необходимость разработки специальных пластинчатых теплообменников для использования в конструкциях отечественных АБТТ.

Мировой опыт разработки и эксплуатации пластинчатых теплообменников в различных технологических приложениях показывает, что наиболее перспективной является конструкция с различными выпукло-вогнутыми структурами пластин (рис. 2), в том числе для применений в АБТТ [11–15]. Такие структуры обеспечивают устойчивую турбулизацию потока и интенсификацию теплообмена.

Конструкция с волнистыми выпукло-вогнутыми структурами пластин является в высокой степени апробированным техническим решением практически всех производителей пластинчатых теплообменников мира. Это обусловлено, главным образом, тем, что за счет турбулизации потока ламинарный режим течения в теплообменниках такого типа прекращается при числах $Re \sim 400 \div 1000$, что положительно влияет на интенсивность теплообмена.

Теплогидравлические характеристики таких теплообменников определяются, как правило, эмпирически



а

б

Рис. 2. Внешний вид волнообразных (а) и круговых структур (б) пластин

Fig. 2. Wavy (a) and round structures (б) of the plates

и зависят от конструкции пластин и гидравлического диаметра. При этом существует разделение режимов на ламинарный и турбулентный, где:

- для ламинарного режима ($Re < 400$) характерны зависимости:

$$Nu_{\text{лам}} = A \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ws}} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

где A — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции пластины;

n — показатель степени при числе Рейнольдса (Re), равный $0,33 \div 0,38$;

$$\xi_{\text{лам}} = \frac{B}{Re'}, \quad (2)$$

где B — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции пластины для турбулентного ($Re \geq 1000$):

$$Nu_{\text{турб}} = A \cdot Re^n \cdot Pr^m \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ws}} \right)^{0,25}, \quad (3)$$

где A — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции пластины;

n — показатель степени при числе Рейнольдса, равный $0,60 \div 0,70$;

m — показатель степени при числе Прандтля (Pr), равный $0,40 \div 0,43$.

$$\xi_{\text{турб}} = \frac{B}{Re^{-0,25}}, \quad (4)$$

где B — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции пластины.

Анализ теплогидравлических характеристик теплообменного оборудования, выпускаемого ведущими мировыми производителями [11], показывает, что при одинаковом гидравлическом диаметре удельное гидравлическое сопротивление больше у теплообменников с волнистыми пластинами по сравнению с гладкими пластинами. Отношение сопротивления волнистой пластины к гладкой может достигать 10 и выше, однако, как правило, такое увеличение гидравлического сопротивления сопровождается существенной интенсификацией теплообмена, что позволяет пропорционально снижать длину теплообменника, а также варьировать скорость потока в канале в широком диапазоне значений.

Конструкция перспективного растворного теплообменника АБТТ с плоскими пластинами

Ввиду малого объема выпуска отечественных АБТТ, развитие производства специальных растворных пластинчатых теплообменников с волнистыми структурами пластин в России является нерентабельным в настоящее время. Это обусловлено необходимостью разработки и производства специальных дорогостоящих штампов: что, по оценкам авторов, является целесообразным только в условиях серийного производства АБТТ.

В этой связи в качестве базового теплообменника (рис. 3) для АБТТ предлагается пластинчатый теплообменник с плоскими пластинами, а далее, и с выпукло-вогнутыми турбулизирующими поверхностями теплообмена.

Данная конструкция имеет следующие достоинства:

- относительная простота и технологичность;
- относительно низкая стоимость за счет применения листового материала;

— ожидаемая компактность, малая масса и габариты, существенное сокращение внутреннего объема, и, как следствие, сокращение использования дорогостоящего абсорбента АБТТ.

Среди недостатков пластинчатых теплообменников с гладкими пластинами следует отметить относительно высокое значение гидравлических потерь при течении жидкости в канале с малым гидравлическим диаметром, сопоставимым с капиллярной постоянной.

Выбор минимальной высоты канала перспективного растворного теплообменника

При оптимальных режимах работы в растворных теплообменниках АБТТ процессы протекают без изменения агрегатного состояния рабочего раствора, поэтому течение жидкости можно рассматривать как неразрывный поток в плоском канале.

Для подбора минимальной высоты канала проведена оценка удельного гидравлического сопротивления теплообменников с плоскими пластинами и высотой канала от 1,0 до 6,0 мм по тракту крепкого раствора бромида лития. Более высокое значение высоты канала не рассматривалось, так как при этом технико-экономические характеристики пластинчатых теплообменников с плоскими пластинами приближаются к кожухотрубным теплообменникам с гладкими круглыми трубами диаметром 16,0 мм и стандартным шагом разбивки труб в трубной доске теплообменника. При этом сопоставимыми становятся как условия течения (гидравлический диаметр, эквивалентная шероховатость), так и вместимость по абсорбенту.

Оценка проведена по известной зависимости [16] без учета влияния начального участка ввиду того, что длина теплообменника много больше длины участка гидродинамической стабилизации потока

$$\Delta p = \xi \frac{L_n}{d_g} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (5)$$

где d_g — эквивалентный диаметр канала;

w — скорость движения среды в каналах, м/с;

ξ — коэффициент гидравлического трения;

ρ — плотность крепкого раствора бромида лития, кг/м³.

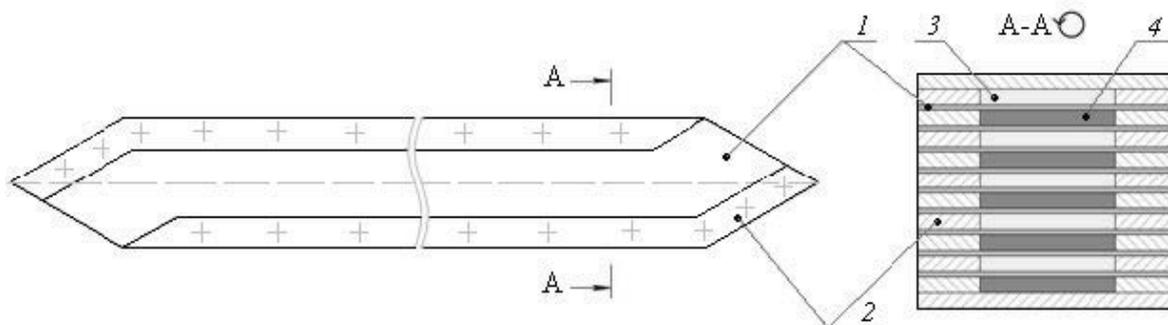


Рис. 3. Внешний вид пакета плоских пластин прототипа растворного теплообменника:

1 — плоская пластина; 2 — прокладка; 3 — слабый раствор; 4 — крепкий раствор

Fig. 3. Flat plate pack in solution heat-exchanger prototype:

1 — flate plate; 2 — sealing; 3 — weak solution; 4 — strong solution

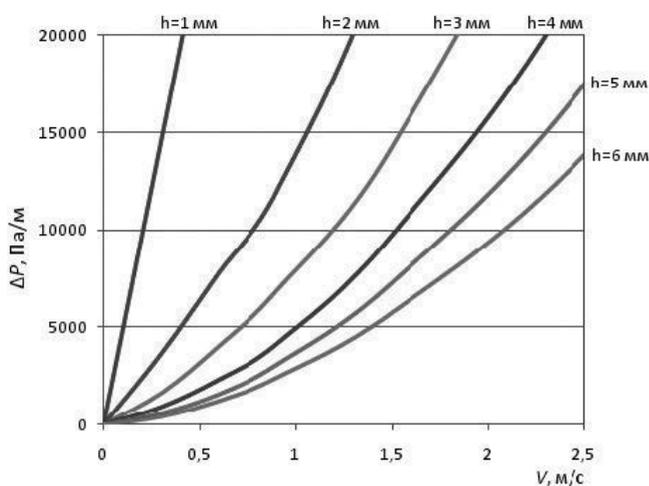


Рис. 4. Удельное гидравлическое сопротивление по тракту крепкого раствора в плоском прямоугольном канале высотой от 1,0 до 6,0 мм в зависимости от скорости потока

Fig. 4. Specific hydraulic resistance in weak solution path of the flat rectangular channel with the height of from 1.0 to 6.0 mm depending on flow rate

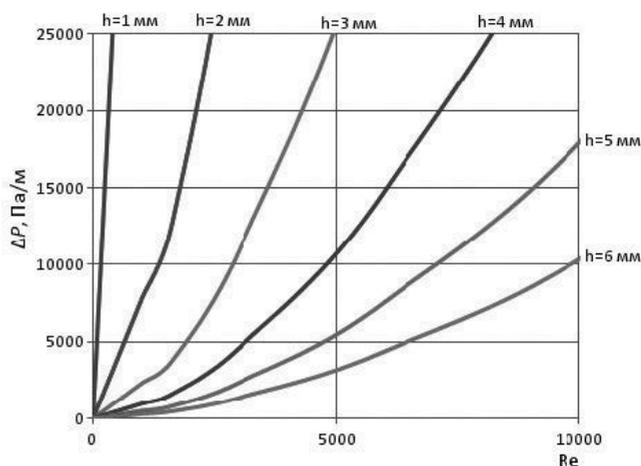


Рис. 5. Удельное гидравлическое сопротивление по тракту крепкого раствора в плоском прямоугольном канале высотой от 1,0 до 6,0 мм в зависимости от числа Рейнольдса

Fig. 5. Specific hydraulic resistance in weak solution path of the flat rectangular channel with the height of from 1.0 to 6.0 mm depending on Reynolds number

Графическое представление оценки гидравлического сопротивления на 1,0 м длины канала в зависимости от скорости потока и числа Рейнольдса показано на рис. 4, 5.

Оценка производилась при средней температуре крепкого раствора, равной 70 °С и концентрации, равной 64% — параметрах, характерных для АБТТ с одноступенчатой десорбцией. Свойства раствора бромида лития принимались по [7, 17]:

Анализ гидравлических характеристик плоских каналов с различной высотой профиля показывает, что для располагаемого перепада, характерного для низкотемпературных теплообменников АБТТ с одноступенчатой десорбцией ($\Delta P \sim 10$ кПа) высоту канала следует принимать равной не менее 3,0–4,0 мм, а для высокотемпературных теплообменников АБТТ ($\Delta P \sim 80$ кПа) с двухступенчатой десорбцией — не менее 2,0 мм. Такие выводы основаны на том, что переходный и развитый турбулентный режимы течения ($Re > 2000 \div 2300$) являются более предпочтительными в сравнении с ламинарным с точки зрения интенсификации теплообмена и компактизации теплообменного аппарата.

Высота канала, равная 1,0 мм, имеет неудовлетворительные гидравлические характеристики и при дальнейшем анализе в расчет не принимается.

Тепловой расчет с определением коэффициента теплоотдачи, охватывающий ламинарный и турбулентный режимы течения, выполнен с использованием зависимостей (6)–(9).

$$Nu_w = \gamma \cdot Nu_{турб} + (1 - \gamma)Nu_{лам}, \quad (6)$$

где γ — поправочный коэффициент, учитывающий турбулентную составляющую.

$$\gamma = 1 - e^{-\frac{Re}{2300}}. \quad (7)$$

Ламинарная составляющая выражения (6) оценивалась по [18, 19]

$$Nu_{лам} = 1,86(Re_w Pr_w)^{0,33} \left(\frac{d_g}{L_n} \right)^{0,33}. \quad (8)$$

Турбулентная составляющая по формуле Михеева [20]

$$Nu_{турб} = 0,021 Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ms}} \right)^{0,25}. \quad (9)$$

Результаты расчета коэффициента теплоотдачи для ламинарного и турбулентного режима течения с $Re < 10000$ для условий работы рекуперативных растворных теплообменников АБТТ с одно- и двухступенчатой схемой десорбции приведены на рис. 6.

Анализ эффективности применения пластинчатого теплообменника в АБТТ

Оценка эффективности применения пластинчатых теплообменников приведена по отношению к двум наиболее распространенным конструкциям кожухотрубных теплообменников в составе отечественных АБТТ:

— со смешанноточной схемой потоков, имеющей шесть ходов по трубному и два хода по межтрубному пространству (рис. 7).

— с противоточной схемой потоков, имеющей четыре хода по трубному и четыре хода по межтрубному пространству (рис. 8).

Сопоставление технических характеристик существующих и перспективных типов рекуперативных теплообменников при прочих равных условиях работы (тепловая нагрузка и площадь поверхности теплообмена) приведено применительно к холодильной машине с низкотемпературным (до 95 °С) водяным обогревом и одно-

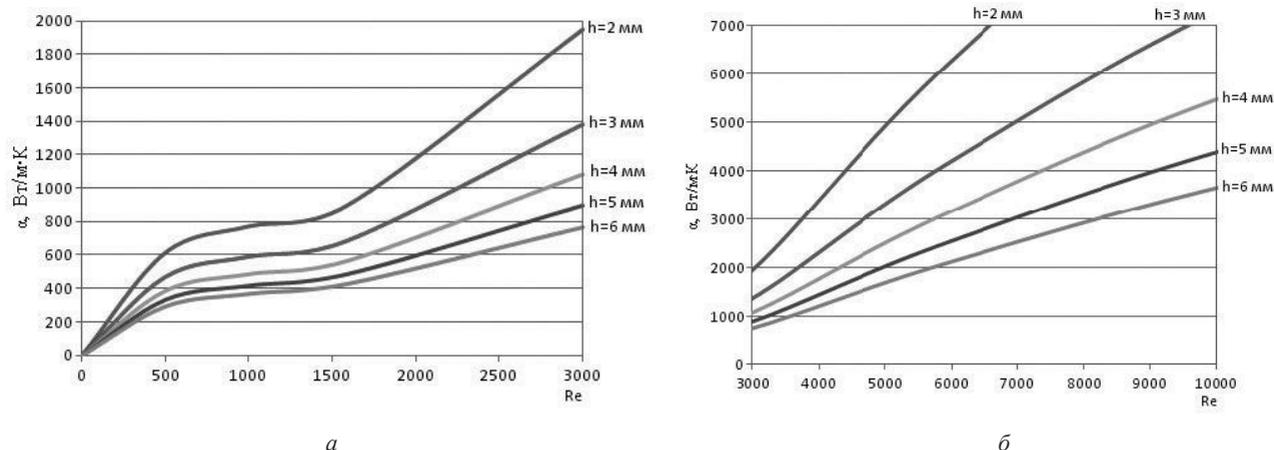


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплоотдачи для плоских прямоугольных каналов высотой от 2,0 до 6,0 мм в зависимости от числа Рейнольдса: а — $0 < Re < 3000$; б — $3000 < Re < 10000$

Fig. 6. Dependence of heat-transfer coefficient in flat rectangular channel with the height of from 2.0 to 6.0 mm depending on Reynolds number: а — $0 < Re < 3000$; б — $3000 < Re < 10000$

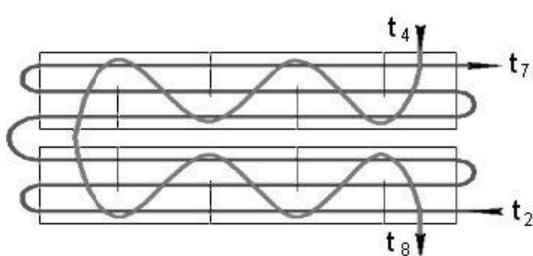


Рис. 7. Смешанная схема потоков в растворяющем рекуперативном теплообменнике

Fig. 7. Mixed-flow system in solution recuperative heat exchanger

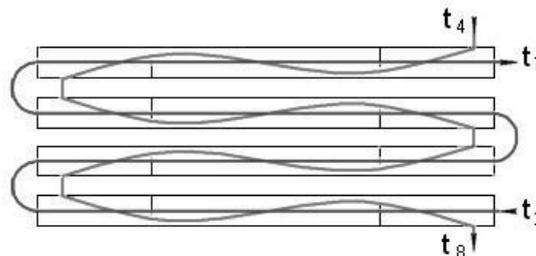


Рис. 8. Противоточная схема потоков в растворяющем рекуперативном теплообменнике

Fig. 8. Counterflow system in solution recuperative heat exchanger

Основные характеристики АБХМ-1000Вн

Main characteristics of 1000-Vn absorption refrigerating machine

Наименование	Значение
Холодопроизводительность, кВт	960
Поверхность теплообмена, м ²	
— испаритель	156
— абсорбер	198
— конденсатор	104
— генератор	104
— теплообменник рекуперативный	24
Тепловая нагрузка на аппараты, кВт	960
— испаритель	1265
— абсорбер	1027
— конденсатор	1332
— генератор	190
— теплообменник рекуперативный	
Масса заправляемого раствора LiBr (55%), кг	1600
Масса сухая/рабочая, кг	11800/18100

ступенчатой десорбцией: АБХМ-1000Вн конструкции и производства ООО «ОКБ Теплосибмаш» (табл. 1).

Сопоставление характеристик теплообменников различных типов, представленных в табл. 2, показывает, что:

— экономия раствора составляет порядка 15% по отношению к общему количеству абсорбента, заправляемого в АБТТ;

— экономия металла и трудозатрат на изготовление АБТТ, отнесенных к массе изделия, составляет порядка 5%;

— применение листового материала позволяет снизить термическое сопротивление теплопередающей стенки, поскольку минимальная толщина листа — $0,35 \pm 0,5$ мм, что существенно меньше толщины стенки, требуемой для развальцовывания трубы в трубной доске кожухотрубного теплообменника — $0,8 \pm 1,0$ мм;

— применение листового материала также позволяет добиться и некоторой экономии капитальных затрат, поскольку листовая прокат является более доступным по сравнению с трубным.

С учетом масштабируемости, это справедливо и для других типоразмеров АБТТ.

Таблица 2

Сравнение характеристик теплообменников различных типов

Table 2

The characteristics of heat-exchangers

Наименование	Значение для теплообменника		
	Рисунок 7	Рисунок 8	Рисунок 3 (Пластинчатый)
Теплогидравлические характеристики			
Поверхность теплообмена, м ²	24	22,6	24
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	320*	400*	400**
Гидравлическое сопротивление по тракту крепкого раствора бромид лития, кПа	не более 10 кПа		
Массогабаритные характеристики			
Длина, м	2,2	4,3	4,3
Ширина, м	0,47	0,38	0,30
Высота, м	0,54	0,46	0,11
Вместимость по абсорбенту, м ³	0,25	0,24	0,10***
Масса в рабочем состоянии, кг	895	893	450

* данные полученные по результатам испытаний АБХМ;

** требуемое значение;

*** высота хода по крепкому раствору 6 мм, по слабому — 2 мм.

Результаты и обсуждения

Результаты расчета интенсивности теплообмена в плоских каналах с размером от 2,0 до 6,0 мм показывают обнадеживающие данные для их применения в качестве рекуперативных теплообменников АБТТ.

Предварительный теплогидравлический расчет пластинчатого теплообменника с плоскими пластинами в составе АБТТ показывает, что теплогидравлическая характеристика предложенной конструкции удовлетворяет требованиям компактизации основных аппаратов АБТТ.

Относительно высокое значение гидравлического сопротивления при малой высоте канала (менее 3,0 мм) может иметь и положительное влияние на работу высокотемпературного теплообменника АБТТ с двухступенчатой десорбцией. Это обусловлено относительно высоким располагаемым перепадом давления (до 100 кПа), который, во избежание проскоков парожидкостной смеси в низкотемпературную ступень десорбера, в большинстве случаев попросту дросселируется. Очевидно, что располагаемый перепад давления наиболее рационально использовать для увеличения эффективности высокотемпературного теплообменника и его компактизации.

Выводы

1. Эффективная теплопередача при вынужденной конвекции в каналах с малым гидравлическим диаметром сопровождается относительно высокими гидравлическими потерями;

2. Пластинчатые теплообменники являются хорошей альтернативой существующим кожухотрубным теплообменникам отечественных АБТТ, имея меньшую вместимость по дорогостоящему абсорбенту и более высокий достижимый коэффициент теплоотдачи;

3. По совокупности теплогидравлических характеристик в тракте крепкого раствора АБТТ с одноступенчатой схемой десорбции рекомендуется применять высоту канала, равную не менее 3,0 мм, в тракте слабого раствора — 2,0 мм (циркуляция принудительная);

4. В АБТТ с двухступенчатой схемой десорбции по тракту слабого раствора и по тракту частично упаренного раствора рекомендуется применять высоту канала, равную не менее 2,0 мм.

5. При выборе высоты канала следует принимать во внимание тот факт, что в аппаратах АБТТ имеет место образование продуктов коррозии — солей железа в виде мелкодисперсных частиц, склонных к слеживанию и частичному или полному перекрытию протоков каналов пластинчатого теплообменника.

Дальнейшие исследования по данной работе будут направлены на развитие конструкции теплообменника с плоскими пластинами, имеющими выпукло-вогнутые турбулизирующие поверхности. Для создания таких теплообменников потребуются специальная технологическая оснастка, работы над которой ведутся в настоящее время.

Результаты данной работы могут быть использованы для разработки отечественных специальных теплообменников с плоскими пластинами для различных отраслей промышленности.

Литература

1. Hisajima D., Kawamura H., Oouchi T., Determination of Thermal Properties of Dilute LiBr-Water Solutions // *Int. J. of Thermophysics*. 1997. Vol. 18, No. 2. P. 397–406.

References

1. Hisajima D., Kawamura H., Oouchi T. Determination of Thermal Properties of Dilute LiBr-Water Solutions. *Int. J. of Thermophysics*. 1997. Vol. 18, No. 2. P. 397–406.

2. Uchida S., Nishiguchi A. Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant // *Refrigeration, Japan.*, 2006. vol. 81, No. 946. P. 618–621.
3. Stepanov K. I., Mukhin D. G., Volkova O. V., Alekseenko S. V., Baranenko A. V. The development of lithium bromide absorption chillers with two-stage absorption. // *Proc. of International Symposium of Heat Transfer and Heat Powered Cycle.* Nottingham, IET. 2016. P. 143–144.
4. Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction. // *International Journal of Refrigeration.* 2016, vol. 62, p. 114–136.
5. Xu Z. Y., Wang R. Z., Wang H. B. Experimental evaluation of a variable effect LiBr — water absorption chiller designed for high-efficient solar cooling system. // *International Journal of Refrigeration,* 2015. Vol. 59, p. 135–143.
6. Herold K., Radcrmacher R., Klein S. *Absorption Chillers and Heat Pumps* / CRC Press. USA. 1996. P. 101–174.
7. Бараненко А. В., Тимофеевский Л. С., Долотов А. Г., Попов А. В. Абсорбционные преобразователи теплоты. — СПб.:СПбГУНИИПТ. 2005. С. 214–266.
8. Xiaohui She, Yonggao Yin, Mengfei Xu, Xiaosong Zhang. A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs. // *International Journal of Refrigeration.* 2015. Vol. 58, p. 219–234.
9. Medjo Nouadje B. A., NgouateuWouagfack P. A., Tchinda R. Finite-time thermodynamics optimization of an irreversible parallel flow double-effect absorption refrigerator. // *International Journal of Refrigeration,* 2016, vol. 67, p. 433–444.
10. Sung Joo Hong, Eiji Hihara, Chaobin Dang. Novel absorption refrigeration system with a hollow fiber membrane-based generator. // *International journal of Refrigeration,* 2016. Vol. 67, p. 418–432.
11. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенский А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. — М.: Машиностроение, 1973. 119 с.
12. Gutie'rrez-Urueta G., Rodri'guez P., Venegas M., Ziegler F., Rodri'guez-Hidalgo M. C. Experimental performances of a LiBr-water absorption facility equipped with adiabatic absorber. // *International journal of refrigeration.* 2011. Vol. 34. p. 1749–1759.
13. M. de Vega, J. A. Almendros-Iban'ez, G. Ruiz. Performance of a LiBr — water absorption chiller operating with plate heat exchangers. // *Energy Conversion and Management.* 2006. vol. 47. p. 3393–3407.
14. Suxin Qian, Jianlin Yu, Gang Yan. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies. // *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2017. Vol. 69. p. 535–550.
15. Jeonggyun Ham, Jinhyun Kim, Honghyun Cho. Theoretical analysis of thermal performance in a plate type liquid heat exchanger using various nanofluids based on LiBr solution. // *Applied Thermal Engineering.* 2016. Vol. 108. p. 1020–1032.
16. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под. ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
17. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals.* Atlanta, 1997.
18. Kutateladze S. S. *Fundamentals of heat transfer theory.* Moscow: Atomizdat, 1979. 416 p.
19. Crate F., Black W. *Fundamentals of heat transfer.* Translation from English under the editorship of N. Anfimova. Moscow, Mir, 1983. 513 p.
20. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. *Fundamentals of heat transfer.* Moscow: Energy, 1977. P. 343.
2. Uchida S., Nishiguchi A. Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant. *Refrigeration, Japan.*, 2006. vol. 81, No. 946. P. 618–621.
3. Stepanov K. I., Mukhin D. G., Volkova O. V., Alekseenko S. V., Baranenko A. V. The development of lithium bromide absorption chillers with two-stage absorption. *Proc. of International Symposium of Heat Transfer and Heat Powered Cycle.* Nottingham, IET. 2016. P. 143–144.
4. Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction. *International Journal of Refrigeration.* 2016, vol. 62, p. 114–136.
5. Xu Z. Y., Wang R. Z., Wang H. B. Experimental evaluation of a variable effect LiBr — water absorption chiller designed for high-efficient solar cooling system. *International Journal of Refrigeration,* 2015. Vol. 59, p. 135–143.
6. Herold K., Radcrmacher R., Klein S. *Absorption Chillers and Heat Pumps.* CRC Press. USA. 1996. P. 101–174.
7. Baranenko A. V., Timofeevsky L. S., Dolotov A. G., Popov A. V. *Absorption heat converters.* SPb. 2005. p. 214–266. (in Russian)
8. Xiaohui She, Yonggao Yin, Mengfei Xu, Xiaosong Zhang. A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs. *International Journal of Refrigeration.* 2015. Vol. 58, p. 219–234.
9. Medjo Nouadje B. A., NgouateuWouagfack P. A., Tchinda R. Finite-time thermodynamics optimization of an irreversible parallel flow double-effect absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration,* 2016, vol. 67, p. 433–444.
10. Sung Joo Hong, Eiji Hihara, Chaobin Dang. Novel absorption refrigeration system with a hollow fiber membrane-based generator. *International journal of Refrigeration,* 2016. Vol. 67, p. 418–432.
11. Baranovsky N. V. Kovalenko L. M., Yastrebenetsky A. R. *Plate and spiral heat exchangers.* Moscow: Mechanical Engineering, 1973. 119 p.
12. Gutie'rrez-Urueta G., Rodri'guez P., Venegas M., Ziegler F., Rodri'guez-Hidalgo M. C. Experimental performances of a LiBr-water absorption facility equipped with adiabatic absorber. *International journal of refrigeration.* 2011. Vol. 34. p. 1749–1759.
13. M. de Vega, J. A. Almendros-Iban'ez, G. Ruiz. Performance of a LiBr — water absorption chiller operating with plate heat exchangers. *Energy Conversion and Management.* 2006. vol. 47. p. 3393–3407.
14. Suxin Qian, Jianlin Yu, Gang Yan. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2017. Vol. 69. p. 535–550.
15. Jeonggyun Ham, Jinhyun Kim, Honghyun Cho. Theoretical analysis of thermal performance in a plate type liquid heat exchanger using various nanofluids based on LiBr solution. *Applied Thermal Engineering.* 2016. Vol. 108. p. 1020–1032.
16. Idelchik I. E. *Handbook of hydraulic resistance* / Ed. red. M. O. Steinberg. 3rd ed., Rev. and extra. Moscow, Mashinostroenie, 1992. 672 p.
17. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals.* Atlanta, 1997.
18. Kutateladze S. S. *Fundamentals of heat transfer theory.* Moscow: Atomizdat, 1979. 416 p.
19. Crate F., Black W. *Fundamentals of heat transfer.* Translation from English under the editorship of N. Anfimova. Moscow, Mir, 1983. 513 p.
20. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. *Fundamentals of heat transfer.* Moscow: Energy, 1977. P. 343.

Сведения об авторах

Степанов Константин Ильич

к.т.н, старший научный сотрудник Института теплофизики им. С. С. Кутателадзе Сибирского отделения российской академии наук, 630090, г. Новосибирск, пр. Академика Лаврентьева, 1, stepanov_ki@mail.ru

Мухин Дмитрий Геннадьевич

ведущий инженер Института теплофизики им. С. С. Кутателадзе Сибирского отделения российской академии наук, 630090, г. Новосибирск, пр. Академика Лаврентьева, 1, mukhindg@mail.ru

Миронова Нина Владимировна

ассистент кафедры Тепловых и электрических станций Новосибирского государственного технического университета, 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20, mironovanina@inbox.ru

Бараненко Александр Владимирович

д.т.н., профессор, зав. кафедрой Холодильной техники и возобновляемой энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, baranenko@mail.ifmo.ru

Волкова Ольга Владимировна

д.т.н., декан факультета Пищевых биотехнологий и инженерии Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, ovvolkova@corp.ifmo.ru

Information about authors

Stepanov Konstantin Ilyich

Ph.D., Senior Researcher of Kutateladze Institute of Thermophysics of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Russia, 630090, Novosibirsk, Academician Lavrentiev ave., 1, stepanov_ki@mail.ru

Mukhin Dmitriy Gennadievich

Lead Engineer of Kutateladze Institute of Thermophysics of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Russia, 630090, Novosibirsk, Academician Lavrentiev ave., 1, mukhindg@mail.ru

Mironova Nina Vladimirovna

assistant of Chair of Thermal and Power Stations of Novosibirsk State Technical University, Russia, 630073, Novosibirsk, Karl Marx ave., 20, mironovanina@inbox.ru

Baranenko Aleksander Vladimirovich

D. Sc., Professor, Head of the Department of Refrigeration and Renewable Energy of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, baranenko@mail.ifmo.ru

Volkova Olga Vladimirovna

D. Sc., Dean of the Faculty of Food Biotechnology and Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, ovvolkova@corp.ifmo.ru

ПОЗДРАВЛЯЕМ С ЮБИЛЕЕМ!

**КУЛАЖАНОВ Т. К.**

ректор АТУ, д. т. н., профессор,
член-корреспондент НАН РК

*Уважаемый президент Международной академии холода,
академик МАХ, профессор
Александр Владимирович Бараненко!*

Алматинский технологический университет (АТУ) искренне поздравляет Вас с 25-летием Международной академии холода!

Международная Академия холода в настоящее время является одной из крупнейших общественных организаций, объединяющей ведущих ученых и специалистов в областях холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования воздуха, машин и агрегатов пищевых производств, технологий хранения и переработки пищевых продуктов, экологии, экономики, подготовки и переподготовки кадров, менеджмента, финансов и др.

Очень примечателен тот факт, что одним из членов Международной академии холода является Республика Казахстан.

На базе АТУ, Международная академия холода осуществляет подготовку высококвалифицированных специалистов в области холодильной

техники, технологии и систем кондиционирования воздуха.

Ежегодно Казахстанским представительством МАХ в г. Алматы проводятся Международные научно-технические конференции «Казахстан-Холод», в числе основных организаторов и активных участников которых является АТУ. Отрадно отметить, что из года в год растет количество участников конференции, расширяется их география, увеличивается количество партнеров и спонсоров — мировых лидеров, что, несомненно, придает конференции авторитетность и значимость.

В этот знаменательный день желаем Международной Академии холода дальнейшего процветания и международного признания, достижения намеченных высот в деле консолидации ученых, специалистов бизнес-структур в области развития холодильных технологий и подготовки высококвалифицированных кадров!