

УДК 621.576

М. Ю. ЛЯХ, О. С. РАБИНОВИЧ

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОТЫ АДсорбЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНИКА В УСЛОВИЯХ КОНДЕНСАЦИИ/ИСПАРЕНИЯ ГАЗА В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОМ АДсорБЕРЕ

Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси

(Поступила в редакцию 05.12.2014)

Введение. Применение адсорбционных преобразователей тепловой энергии представляет большой практический интерес с точки зрения энергоэффективности и экологии, поскольку для своей работы они могут использовать низкопотенциальное тепло, содержащееся в промышленных тепловых отходах, которые в большом количестве выбрасываются в окружающую среду и становятся причиной ее теплового загрязнения.

При проектировании такого рода устройств важным является оптимизация их работы с целью выбора оптимальных режимных, конструктивных и технологических параметров, при которых эффективные показатели рассматриваемого аппарата будут достигать высоких значений. Математическое моделирование работы теплопреобразователей является полезным инструментом для их оптимизации и обладает рядом достоинств по сравнению с экспериментальным исследованием, требующим больших затрат времени и материальных ресурсов.

Цель данных исследований заключалась в численной оптимизации адсорбционного холодильника, работающего в условиях фазовых переходов рабочего газа в низкотемпературном адсорбере, по основным параметрам, влияющим на его эффективность. Включение конденсации/испарения рабочего газа в адсорбционный цикл холодильника (рис. 1) позволяет повысить удельную мощность охлаждения, а также добиться существенного понижения температуры теплоносителя на выходе из низкотемпературного адсорбера на целевой стадии работы устройства [1]. Схема, принцип работы и математическая модель исследованного адсорбционного преобразователя тепловой энергии подробно описаны в [1, 2].

Оптимизация исследуемого адсорбционного холодильника. Работу рассматриваемого адсорбционного теплопреобразователя определяет большое количество конструктивных и режимных параметров, изменение которых может существенно повлиять на эффективность устройства. К ним можно отнести условия переключения стадий в цикле, температуру теплоносителей, геометрические размеры адсорбера, соотношение адсорбционных емкостей высокотемпературного и низкотемпературного адсорберов, расход теплоносителей на каждой из стадий.

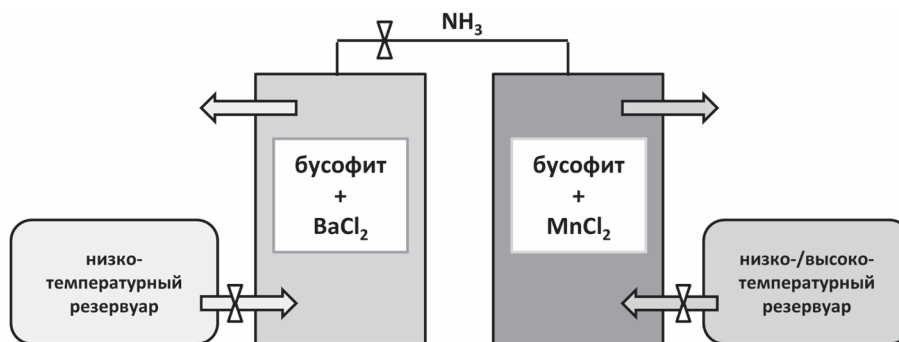


Рис. 1. Схема адсорбционного холодильника [1]

В данной статье приведены результаты оптимизации рассматриваемого адсорбционного холодильника по некоторым из перечисленных параметров.

Основными характеристиками эффективности преобразования тепловой энергии являются коэффициент преобразования (COP), удельная мощность охлаждения (SCP) и средняя температура охлаждения ($\langle \Delta T_f \rangle$), которые определялись по соотношениям, приведенным в [1, 3]. Поскольку промышленные тепловые отходы и возобновляемые источники тепла могут использоваться для работы адсорбционных преобразователей тепловой энергии, то, коэффициент преобразования в таких случаях не является определяющим параметром эффективности. Поэтому при оптимизации рассматриваемого устройства основное внимание уделяется двум другим характеристикам (SCP и $\langle \Delta T_f \rangle$).

При работе адсорбционного теплопреобразователя важным являются условия переключения стадий в цикле. В рассматриваемых случаях, результаты которых представлены в данной работе, условия переключения выбраны таким образом, что масса рабочего газа, которая покидает высокотемпературный реактор на первой стадии (высокого давления), на второй стадии (низкого давления) в том же количестве возвращается в высокотемпературный реактор. Такое условие переключения выбрано во избежание накапливания рабочего газа, а затем и жидкости в низкотемпературном адсорбере. Первоначально переключение между циклами происходит, когда 0,9 части рабочего газа от полной массы газа, которая может перейти в низкотемпературный адсорбер из высокотемпературного адсорбера на стадии высокого давления, покидает высокотемпературный реактор либо возвращается в него в соответствии с осуществляемой стадией работы адсорбционного теплопреобразователя ($\epsilon_{off} = 0,9$).

Цель первой стадии цикла – зарядка низкотемпературного адсорбера рабочим газом. За ее период не происходит получения необходимого холодильного эффекта. Поэтому уменьшение каким-нибудь способом продолжительности стадии высокого давления никаким образом не повлияет на вторую (целевую) стадию, а, следовательно, и на среднюю температуру охлаждения, но позволит увеличить значения удельной мощности за счет уменьшения продолжительности всего цикла. Достичь уменьшения времени первой стадии можно путем увеличения расхода теплоносителя, прокачиваемого через адсорбер. Зависимость продолжительности стадии зарядки от расхода теплоносителей на этой стадии приведена на рис. 2.

Как и предполагалось, с увеличением расхода теплоносителя происходит уменьшение продолжительности стадии. Поэтому для дальнейших расчетов расход теплоносителей на стадии высокого давления следует выбрать таким образом, чтобы соответствующее выбранному расходу время первой стадии не превышало в 1,5 раза минимальное время этой стадии $(\Delta t_{PH}^{lam})_{min}$, соответствующее максимальному расходу ($G_f \sim 0,04$ кг/с), при котором течение теплоносителя ламинарное. Продолжительность рассматриваемой стадии при таких расходах несущественно влияет на удельную мощность, так как время этой стадии значительно меньше продолжительности стадии низкого давления. Расход теплоносителей на стадии зарядки, а также расход высокотемпературного теплоносителя на второй стадии выбран 0,003 кг/с, что соответствует продолжительности первой стадии $\Delta t_{PH} = 1,5 (\Delta t_{PH}^{lam})_{min}$ и выделено точкой на графике (рис. 2).

Таким образом, увеличением расхода теплоносителей на стадии высокого давления можно достичь роста удельной мощности охлаждения, не влияя на температурную характеристику. Увеличение расхода низкотемпературного теплоносителя на стадии низкого давления приводит не только к росту удельной мощности охлаждения за счет уменьшения продолжительности стадии, но и к существенному снижению средней температуры охлаждения (рис. 3).

Выбор расхода низкотемпературного теплоносителя на второй стадии зависит от длины реактора L , что следует из рис. 3, где штриховые

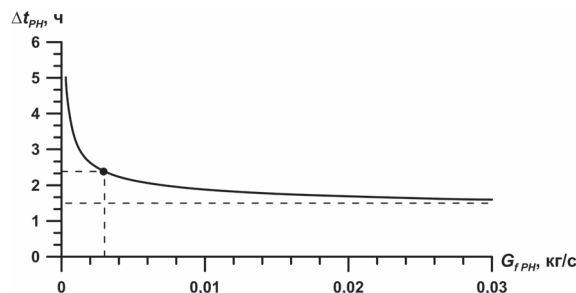


Рис. 2. Зависимость продолжительности стадии высокого давления от расхода теплоносителей при $L = 1$ м, $\epsilon_{off} = 0,9$, $N_{LH} = 4$, $T_H = 443$ К, $T_L = 288$ К; штриховая линия соответствует предельному случаю ($G_f \sim 0,04$ кг/с)

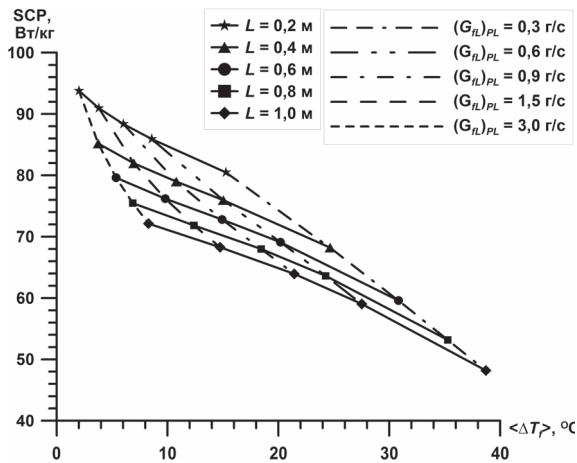


Рис. 3. Зависимость удельной мощности охлаждения от средней температуры охлаждения для различных длин реакторов и разных расходов низкотемпературного теплоносителя на второй стадии работы при $\varepsilon_{off} = 0,9$, $N_{LH} = 4$, $T_H = 443$ К и $T_L = 288$ К

хотимо понизить температуру теплоносителя на выходе из реактора так, чтобы средняя температура охлаждения составляла приблизительно 15°C . Из рис. 3 видно, что заданному значению средней температуры охлаждения соответствует расход $G_f = 0,9$ г/с.

На эффективность работы адсорбционного теплопреобразователя влияет количество рабочего газа, участвующего в преобразовании тепловой энергии. Логично предположить, что эффективные параметры рассматриваемого устройства возрастут с увеличением доли газа, используемой в цикле. Однако слишком большое количество рабочего газа, используемое при работе холодильника, может привести к снижению эффективности за счет замедления процессов адсорбции/десорбции в конце каждой из стадий, что приводит к существенному увеличению продолжительности цикла. По этой причине при оптимизации адсорбционного холодильника также важно исследовать, как влияет на эффективность разное количество рабочего газа, используемого в преобразовании тепловой энергии. На рис. 4 приведены зависимости основных характеристик эффективности адсорбционного теплопреобразователя от количества аммиака, используемого на каждой стадии цикла.

Как и предполагалось, с увеличением доли газа, участвующего в адсорбционном преобразовании, возрастают удельная мощность и средняя температура охлаждения, а при достижении определенного значения количества газа наблюдается резкое снижение данных эффективных параметров. Максимальным значениям удельной мощности и средней температуры соответствует область с долей рабочего газа от 0,85 до 0,9. Данные результаты получены для случаев с количеством газа, соответствующим величине $\varepsilon_{off} = 0,9$, которая принадлежит области оптимальных значений.

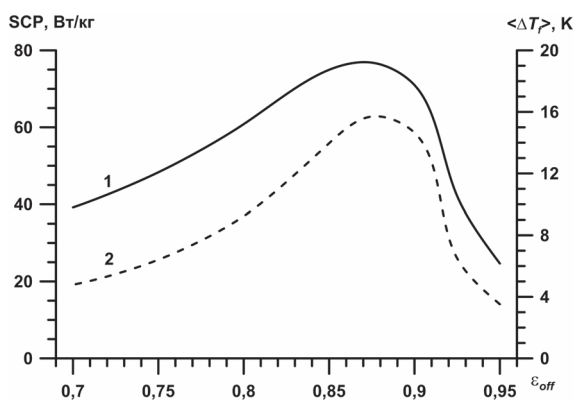


Рис. 4. Зависимость удельной мощности и средней температуры охлаждения от количества аммиака, участвующего в преобразовании тепловой энергии за цикл работы холодильника при $L = 0,6$ м, $N_{LH} = 4$, $G_f = 3$ г/с, $(G_f)_{PL} = 0,9$ г/с, $T_H = 443$ К и $T_L = 288$ К; 1 – SCP, 2 – $\langle \Delta T_f \rangle$

линии соответствуют постоянному расходу, а сплошные – постоянной длине. Из рисунка следует, что при различных расходах низкотемпературного теплоносителя на второй стадии для холодильников с постоянной длиной реактора, а также для холодильников с разной длиной адсорбера при фиксированном расходе удельная мощность и средняя температура охлаждения имеют обратную зависимость. Таким образом, выбор расхода низкотемпературного теплоносителя на второй стадии работы теплопреобразователя зависит от многих факторов. Определяющий параметр – целевое использование оптимизируемого адсорбционного холодильника, т. е., изначально при постановке задачи планируется получение высокой мощности или насколько возможно низкой температуры теплоносителя на выходе из реактора. Пусть, например, в результате работы холодильника с длиной адсорбера $L = 0,6$ м необходимо понизить температуру теплоносителя на выходе из реактора так, чтобы средняя температура охлаждения составляла приблизительно 15°C . Из рис. 3 видно, что заданному значению средней температуры охлаждения соответствует расход $G_f = 0,9$ г/с.

В [1, 2] отмечалась важность согласования емкостей высокотемпературного и низкотемпературного адсорберов с учетом осуществления конденсации рабочего газа в порах низкотемпературного адсорбента. Поэтому при оптимизации таких устройств целесообразно исследовать влияние различного числа высокотемпературных адсорберов на эффективность работы холодильника. На рис. 5 приведена гистограмма эффективных параметров работы холодильника для разного числа высокотемпературных реакто-

ров (в зависимости от соотношения емкостей высокотемпературного и низкотемпературного адсорберов). Из рисунка видно, что с увеличением емкости высокотемпературного реактора происходят рост удельной мощности и средней температуры охлаждения. Наиболее эффективно себя реализует холодильник с тремя высокотемпературными адсорберами при заданных конструктивных и режимных параметрах. Однако увеличение емкости высокотемпературного адсорбера может привести к снижению данных показателей, поскольку в работе преобразователя будет участвовать избыточная масса аммиака. Это приведет к снижению скорости адсорбции в высокотемпературных адсорберах на второй стадии, следовательно, возрастет ее продолжительность.

Закключение. В результате проведенной оптимизации адсорбционного холодильника в условиях конденсации/испарения рабочего газа в низкотемпературном адсорбере показано, что на эффективность работы рассматриваемого устройства влияют различные режимные и конструктивные параметры.

На эффективность адсорбционного холодильника также влияет расход теплоносителей на каждой стадии цикла. На первой стадии следует использовать высокие расходы теплоносителей, что позволит увеличить значение удельной мощности охлаждения. Выбор расхода низкотемпературного теплоносителя на второй стадии зависит от цели использования исследуемого холодильника. Если назначение холодильника состоит в получении большой мощности, то расход теплоносителя должен быть, как и на первой стадии, достаточно высоким. Если же необходимо получить максимальную величину средней температуры охлаждения, то расход низкотемпературного теплоносителя на этой стадии должен быть ниже, чем на первой стадии.

Также установлено, что чем больше длина реактора, тем выше значения средней температуры охлаждения при работе адсорбционного холодильника и меньше удельная холодильная мощность.

Что касается условий переключения стадий цикла, то их следует выбирать таким образом, чтобы масса рабочего газа, покидающая высокотемпературный реактор на стадии зарядки, на следующей стадии в том же количестве возвращалась обратно. Это позволяет избежать накопления с течением времени (через несколько циклов) рабочего газа в низкотемпературном адсорбере сначала в адсорбированном состоянии, а затем и в жидком состоянии. Увеличение доли рабочего газа, используемого в цикле работы преобразователя, позволяет повысить удельную мощность и среднюю температуру охлаждения.

Обозначения

G_f – расход теплоносителя, $(G_{fL})_{PL}$ – расход низкотемпературного теплоносителя на стадии низкого давления, L – длина адсорбера, N_{LH} – количество высокотемпературных адсорберов, T_H – температура высокотемпературного теплоносителя, T_L – температура низкотемпературного теплоносителя.

Литература

1. Лях М. Ю. // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2014. № 2. С. 58–69.
2. Лях М. Ю., Рабинович О. С., Васильев Л. Л., Цитович А. П. // ИФЖ. 2013. Т. 86, № 6. С. 1185–1198.
3. Wang C., Zhang P., Wang R. Z. // Chemical Engineering Science. 2010. Vol. 65, N 10. P. 2910–2920.

M. Yu. LIAKH, O. S. RABINOVICH

OPTIMIZATION OF SOLID SORPTION REFRIGERATOR IN GAS CONDENSATION/EVAPORATION IN LOW-TEMPERATURE ADSORBER

Summary

The optimization of the adsorption refrigerator in working gas condensation/evaporation into the low-temperature adsorber on some operating and design parameters is conducted. The optimum values of these parameters are determined.

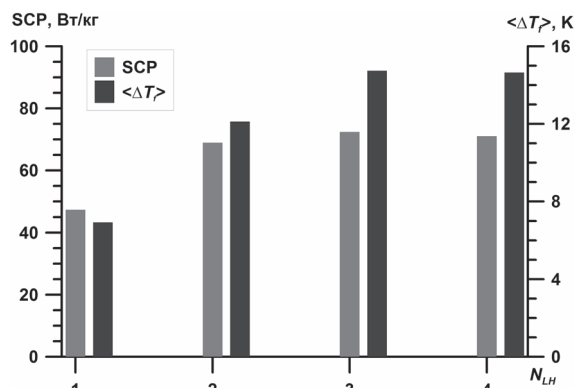


Рис. 5. Зависимость удельной мощности охлаждения и средней температуры охлаждения от количества высокотемпературных адсорберов при $L = 0,6$ м, $\varepsilon_{off} = 0,9$, $G_f = 3$ г/с, $(G_{fL})_{PL} = 0,9$ г/с, $T_H = 443$ К и $T_L = 288$ К