

УДК 697.921.4

## РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

*Бородулин В.Ю., Низовцев М.И.*

*Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск*

### **Введение**

В настоящее время актуальность решения вопросов регулируемой вентиляции помещений с регенерацией тепла вентилируемого воздуха становится особенно остро, так как с одной стороны растут цены на энергоносители, а с другой, всё шире начинают применяться новые энергоэффективные конструкции стен и окон, которые, как правило, обладают низкой воздухопроницаемостью.

Сложность решения вопросов воздушной регенеративной вентиляции вызвана низкими коэффициентами теплообмена между воздушной средой и поверхностью твердого тела, что приводит к протяженным теплообменным поверхностям и значительным габаритам теплообменных аппаратов. Другая проблема, которую приходится решать это отвод влаги, конденсирующейся из воздуха внутреннего помещения по мере его охлаждения в теплообменном аппарате.

Эффективность используемых конструкций воздушных регенераторов тепла не достаточно высока, кроме того, существенным недостатком известных устройств является и то, что они надежно работают только при относительно высоких температурах наружного воздуха. При низких температурах поверхности теплообмена в них обмерзают, и аппараты перестают выполнять свои функции. Это вызывает необходимость проведения научно-исследовательских работ по поиску новых технических решений [1–5].

При выборе теплообменника для утилизации тепла вентиляционных выбросов необходимо принимать во внимание особенности его эксплуатации. Основным назначением вентиляционной системы является обеспечение необходимого количества свежего воздуха, удаление из помещения вредных веществ, бактерий, влаги и пыли. Обычно основными требованиями к такому аппарату являются: высокая эффективность, простота конструкции, способность выводить из теплообменника влагу, сконденсированную из потока удаляемого воздуха, надежностью в условиях отрицательных температур наружного воздуха. Этим требованиям во многом удовлетворяют регенераторы с использованием промежуточного теплоносителя.

На рис. 1 показана принципиальная схема исследуемого теплообменника. Основными элементами конструкции рекуператора с промежуточным теплоносителем являются скрубберы (колонны с насадкой). Колонны с насадкой являются широко распространённым видом технологического оборудования и применяются в различных областях промышленности. Также они используются для увлажнения газов в установках кондиционирования воздуха, для нагревания или охлаждения газа при контакте с жидкостью. Несмотря на широкое применение скрубберные процессы остаются еще недостаточно изученными. При объединении двух колонн с насадкой для нагрева и охлаждения вентиляционного воздуха можно получить теплообменную установку с промежуточным теплоносителем. Достоинствами такого типа регенераторов являются отсутствие обмерзания, малые потери напора воздуха и возможность пространственно разнести места ввода и вывода воздушной вентиляции, что повышает эффективность их работы. Подобные регенераторы тепла являются

новыми, и поэтому в литературе имеется ограниченная информация о таких аппаратах [6,7]. В работе представлена расчетная модель теплообмена воздушного регенератора тепла с промежуточным теплоносителем, и с ее использованием проведен анализ влияния различных параметров на эффективность его работы.

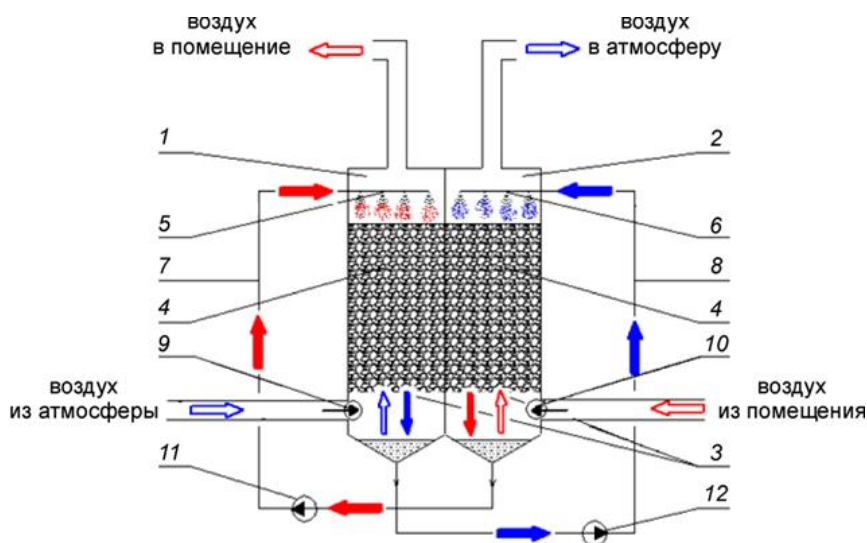


Рис. 1. Схема воздушного регенератора тепла с промежуточным теплоносителем  
 1, 2 – корпуса колонн, 3 – решетки, 4 – насадка, 5, 6 – оросители,  
 7, 8 – трубопроводы, 9, 10 – воздушные вентиляторы, 11, 12 – водяные насосы.

### Расчетная модель

Рассмотрим процесс теплообмена в одной насадочной колонне при противоточном движении жидкой и газообразной фаз (рис. 2). Насадка в колонне сверху орошается жидкостью, которая и служит в качестве промежуточного теплоносителя между колоннами. Жидкость стекает по поверхности насадки под действием силы тяжести сверху вниз. Воздух подается в теплообменную колонну так, чтобы его движение происходило через насадку снизу вверх, т.е. противотоком по отношению к потоку жидкости.

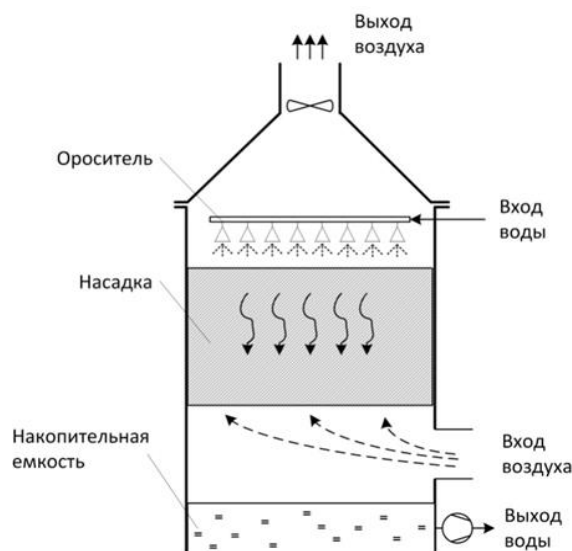


Рис. 2. Противоточная насадочная колонна.

В основу математической модели положено представление о двух противоточных взаимопроникающих континуумах жидкой и газообразной фаз, которые, не смешиваясь, проходят сквозь друг друга, обмениваясь при этом теплом через некоторую фиксированную межфазную поверхность. При этом межфазная поверхность образуется на жесткой основе, в качестве которой выступает поверхность насадки. Рассмотрим баланс тепловой энергии для воздуха и жидкости, участвующих в теплообмене, при этом будем считать, что конвективный перенос тепла преобладает над кондуктивным и последним можно пренебречь. Для произвольно выбранного объема насадки баланс будет заключаться в том, что изменение внутренней энергии жидкости или воздуха в нём складывается из энергии, поступившей через поверхность раздела фаз и энергии переносимой через внешнюю границу с помощью механизма конвекции. При построении модели тепло поглощаемое или выделяемое при возможных фазовых превращениях не учитывалось.

Пусть материал насадки имеет плотность  $\rho_f$  и теплоёмкость  $-c_f$ . Площадь сечения насадки обозначим  $A$ , а её объёмно-геометрические характеристики будем описывать величиной порозности  $\varepsilon$  и удельной поверхностью  $\sigma$ . Изменение внутренней энергии воздуха  $\delta Q_{a1}$  в слое насадки толщиной  $dx$  зависит от скорости изменения температуры воздуха и его массы. Если считать, что весь объём свободного пространства в насадке заполнен воздухом, то его массу в слое толщиной  $dx$  можно выразить как  $\rho_a A \varepsilon dx$ , где  $\rho_a$  - плотность воздуха. Следовательно,  $\delta Q_{a1}$  будет иметь вид:

$$\delta Q_{a1} = \rho_a c_a A \varepsilon \frac{\partial T_a}{\partial t} dx,$$

где  $c_a$  - удельная теплоёмкость, а  $T_a$  - температура воздуха. Примем за положительное направление оси  $Ox$  то, которое совпадает с направлением движения воздуха через насадку. Тогда, конвективный поток тепла  $\delta Q_{a2}$  через границы слоя насадки толщиной  $dx$  можно выразить через градиент температуры и массовый расход воздуха  $G_a^m$ :

$$\delta Q_{a2} = -G_a^m c_a \frac{\partial T_a}{\partial x} dx.$$

Будем считать, что теплообмен между жидкостью и воздухом происходит на границе жидкой плёнки, которая тонким слоем покрывает материал насадки. Если полагать, что в теплообмене участвует вся поверхность насадки, то площадь теплообмена будет равна площади поверхности насадки. Для слоя толщиной  $dx$  она будет  $\sigma A dx$ . В результате, количество тепла  $\delta Q_{a3}$ , передаваемое воздуху через межфазную поверхность в единицу времени, можно записать:

$$\delta Q_{a3} = \sigma A \alpha \cdot (T_w - T_a) dx,$$

где  $\alpha$  коэффициент теплоотдачи,  $T_w$  - температура воды. Баланс тепловой энергии по воздушной среде:

$$\delta Q_{a1} = \delta Q_{a2} + \delta Q_{a3}.$$

Подставляя сюда соответствующие выражения, получим неоднородное дифференциальное уравнение:

$$\rho_a c_a \varepsilon A \frac{\partial T_a}{\partial t} + G_a^m c_a \frac{\partial T_a}{\partial x} = \sigma A \alpha \cdot (T_w - T_a). \quad (1)$$

Рассмотрим балансные соотношения тепловой энергии для жидкой фазы. Количество воды в слое насадки зависит от режима её течения. В силу предположения о плёночном его характере массу воды в слое насадки толщиной  $dx$  можно записать в виде  $\rho_w A \sigma h dx$ , где  $\rho_w$  - плотность воды,  $h$  - толщина плёнки на поверхности смоченной насадки. Тогда, изменение внутренней энергии жидкости в слое насадки примет вид:

$$\delta Q_{w1} = \rho_w c_w \sigma A h \frac{\partial T_w}{\partial t} dx ,$$

где  $c_w$  - удельная теплоёмкость воды. Результирующий поток тепла  $\delta Q_{w2}$ , переносимый через границы слоя насадки конвекцией с учётом направления движения воды можно записать:

$$\delta Q_{w2} = G_w^m c_w \frac{\partial T_w}{\partial x} ,$$

где  $G_w^m$  - массовый расход жидкости. Количество тепла  $\delta Q_{w3}$ , передаваемое через межфазную поверхность в единицу времени равно с обратным знаком теплу  $\delta Q_{a3}$ , поэтому в окончательном виде балансное уравнение для жидкости можно записать:

$$\rho_w c_w \sigma A h \frac{\partial T_w}{\partial t} - G_w^m c_w \frac{\partial T_w}{\partial x} = -\sigma A \alpha \cdot (T_w - T_a) . \quad (2)$$

Толщина плёнки воды  $h$  на поверхности материала насадки, скорость плёночного течения жидкости  $u$  и массовый расход связаны между собой уравнением:

$$G_w^m = \rho_w u \sigma A h . \quad (3)$$

Для учёта влияния количества тепла, которое может аккумулироваться в насадке и увеличивать тепловую инерцию слоя вместо уравнения (2) можно записать:

$$(\rho_w c_w \sigma A h + \rho_f c_f A \cdot [1 - \varepsilon]) \cdot \frac{\partial T_w}{\partial t} - G_w^m c_w \frac{\partial T_w}{\partial x} = -\sigma A \alpha \cdot (T_w - T_a) .$$

На рис. 3 представлена блок-схема регенератора с нагревающей и охлаждающей колонками, а также двумя накопительными ёмкостями. Как следует из схемы, жидкость на выходе из колонн попадает сначала в накопительные ёмкости, в которых температура жидкости может отличаться от температуры входящей жидкости и температуры окружающей среды. В ёмкостях происходит смешивание, в результате температура жидкости в них изменяется, пока не установится некоторое равновесное состояние.

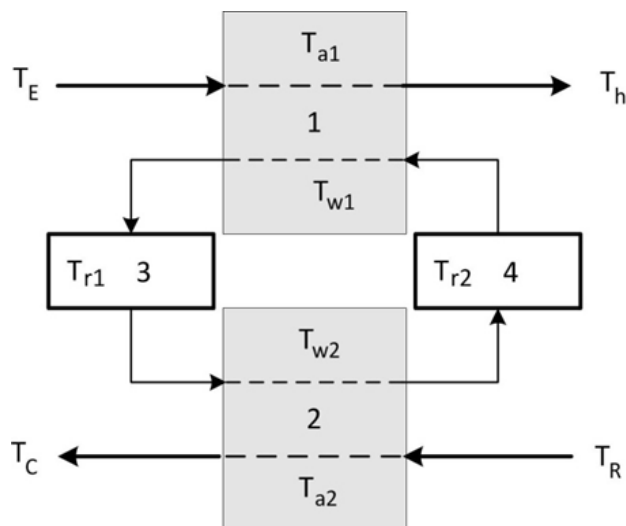


Рис. 3. Блок-схема регенератора с промежуточным теплоносителем.

1 - нагревающая колонка; 2 - охлаждающая колонка;  $T_E$  - температура наружного воздуха;  $T_h$  - температура воздуха, поступающего в помещение;  $T_C$  - температура воздуха, удаляемого из помещения;  $T_R$  - температура воздуха в помещении;  $T_{r1}$ , и  $T_{r2}$  - температура жидкости в промежуточных накопительных ёмкостях 3, 4.

Если считать, что уровень жидкости сохраняется, а температура жидкости в ёмкости при поступлении малой порции жидкости быстро выравнивается, то текущее значение температуры в накопительном баке можно определить с помощью обыкновенного дифференциального уравнения:

$$\frac{dT_i}{dt} + \frac{G_w^m}{M} \cdot T_i = \frac{G_w^m}{M} \cdot T_w, \quad (4)$$

где  $M$  - масса жидкости, а  $T_i$  её температура в накопительной ёмкости.

Примем, что воздух с улицы поступает в нагревающую колонну 1 при значении температуры  $T_E$ , а воздух из помещения поступает в охлаждающую колонну 2 при значении температуры  $T_R$ . Температура выходящего воздуха из колонн в помещение и на улицу будет равна  $T_h$  и  $T_c$  соответственно. Жидкость, выходящая из греющей колонны 1, поступает в накопительную ёмкость 3, из которой она, в свою очередь, подаётся в охлаждающую колонну 2. Аналогично осуществляется движение жидкости из колонны 2 через накопительную ёмкость 4 в колонну 1.

Пусть начальная температура жидкости в колоннах и емкостях одинаковая и совпадает с температурой воздуха в помещении  $T_R$ .

При моделировании процесса теплообмена будем считать, что дополнительных потерь тепла при движении жидкости между колоннами и во время нахождения её в накопительных емкостях нет.

Запишем систему уравнений теплообмена в регенераторе, дополнив уравнения (1), (2), (4) для каждой из колонн соответствующими начальными и граничными условиями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_{a1}}{\partial t} + \frac{G_a^m}{\rho_a \varepsilon A} \cdot \frac{\partial T_{a1}}{\partial x} &= \frac{\sigma \cdot \alpha}{\rho_a c_a \varepsilon} \cdot (T_{w1} - T_{a1}), \\ \frac{\partial T_{w1}}{\partial t} - \frac{G_w}{\rho_w \sigma h} \cdot \frac{\partial T_{w1}}{\partial x} &= -\frac{\alpha}{\rho_w c_w h} \cdot (T_{w1} - T_{a1}), \\ \frac{\partial T_{a2}}{\partial t} - \frac{G_a^m}{\rho_a \varepsilon A} \cdot \frac{\partial T_{a2}}{\partial x} &= \frac{\sigma \cdot \alpha}{\rho_a c_a \varepsilon} \cdot (T_{w2} - T_{a2}), \\ \frac{\partial T_{w2}}{\partial t} + \frac{G_w}{\rho_w \sigma h} \cdot \frac{\partial T_{w2}}{\partial x} &= -\frac{\alpha}{\rho_w c_w h} \cdot (T_{w2} - T_{a2}), \\ T_{a1}(t, 0) &= T_E \quad \text{при } t > 0, \\ T_{a2}(t, H) &= T_R \quad \text{при } t > 0, \\ T_{a1}(0, x) &= T_{a2}(0, x) = T_R \quad \text{при } x \in [0, H], \\ T_{w1}(t, H) &= T_{r2}(t) \quad \text{при } t > 0, \\ \frac{dT_{r2}}{dt} + \frac{G_w^m}{M} \cdot T_{r2} &= \frac{G_w^m}{M} \cdot T_{w2}(t, H) \quad \text{при } t > 0, \\ T_{w2}(t, 0) &= T_{r1}(t) \quad \text{при } t > 0, \\ \frac{dT_{r1}}{dt} + \frac{G_w^m}{M} \cdot T_{r1} &= \frac{G_w^m}{M} \cdot T_{w1}(t, 0) \quad \text{при } t > 0, \\ T_{w1}(0, x) &= T_{w2}(0, x) = T_R, \\ T_{r1}(0) &= T_R, \\ T_{r2}(0) &= T_R. \end{aligned}$$

Здесь индексы 1 и 2 обозначают номер колонны или накопительной ёмкости,  $G_w$  - интенсивность орошения насадки,  $H$  - высота насадки в колоннах.

## Обсуждение результатов расчетов

Проведём анализ влияния различных параметров регенератора на основе результатов численных расчётов. В качестве материала засыпки в колонках используется керамзитовый гравий с диаметром фракции (насадки) 0,0125 м, а промежуточным теплоносителем является водный раствор хлористого кальция. При этом за исходные параметры выберем следующие:  $\rho_a = 1.27 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_f = 400 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_w = 1280 \text{ кг/м}^3$ ,  $c_a = 1005 \text{ Дж/(кг К)}$ ,  $c_f = 840 \text{ Дж/(кг К)}$ ,  $c_w = 2760 \text{ Дж/(кг К)}$ ,  $\varepsilon = 0.42$ ,  $A = 0.04 \text{ м}^2$ ,  $H = 0.4 \text{ м}$ ,  $d = 0.0125 \text{ м}$ ,  $\Phi = 0.9$ ,  $G_w^m = 0.04 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_a^m = 110 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $h = 100 \text{ мкм}$ ,  $\alpha = 13 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ ,  $T_R = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_E = -12 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $M = 70 \text{ кг}$ .

Эффективность теплообменных процессов в каждой из теплообменных колонн можно характеризовать температурной эффективностью  $\Theta$ , которая определяется отношением абсолютной величины перепада температуры воздуха на входе и выходе колонны к температурному перепаду для воздуха между входами греющей и охлаждающей колонн:

$$\Theta_1 = \frac{|T_h - T_E|}{|T_R - T_E|}, \quad \Theta_2 = \frac{|T_R - T_c|}{|T_R - T_E|}.$$

Определим влияние различных параметров регенератора на температурную эффективность. Следует отметить, что в рассматриваемом воздушном регенераторе равновесная температурная эффективность для обеих колонн одинакова при одинаковой конструкции колонок, равных расходах, как по жидкости, так и по воздуху и без учета процессов испарения жидкости. Типичный выход температурной эффективности колонн регенератора с течением времени на равновесное значение по результатам расчетов показан на рис. 4. Под температурной эффективностью далее будем иметь в виду равновесную температурную эффективность регенератора  $\Theta = \Theta_1 = \Theta_2$ .

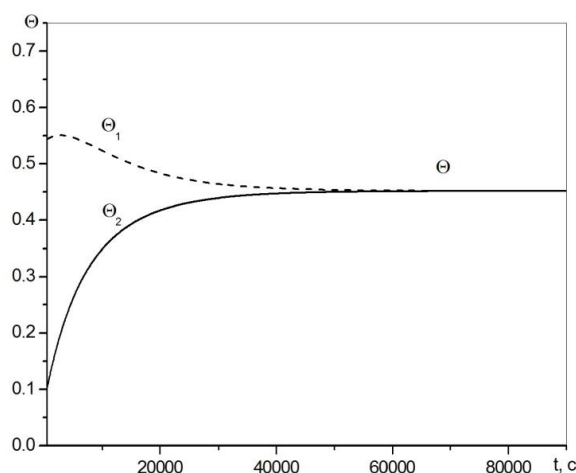


Рис. 4. Изменение температурной эффективности нагревающей и охлаждающей колонн с течением времени.

Рассмотрим влияние высоты засыпки  $H$  на температурную эффективность. Согласно расчетам увеличение  $H$  приводит к росту эффективности (рис. 5). Это обусловлено увеличением площади теплообменной поверхности  $S$ , которая зависит от высоты засыпки в соответствии с выражением  $S = A\sigma H$ . Очевидно, что естественным ограничителем высоты засыпки выступают габариты регенератора.

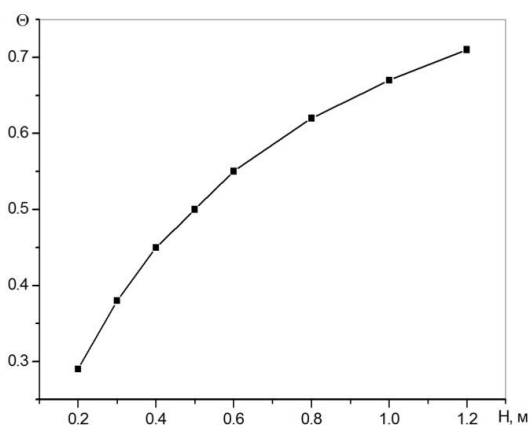


Рис. 5. Зависимость температурной эффективности от высоты засыпки.

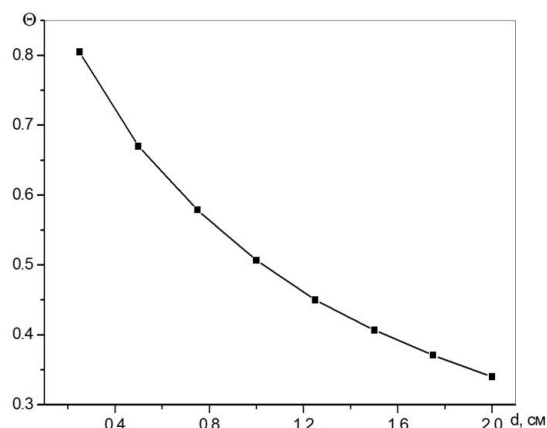


Рис. 6. Зависимость температурной эффективности от диаметра насадки.

При уменьшении диаметра насадки и сохранении всех остальных параметров происходит увеличение температурной эффективности (рис. 6), причем темп ее роста увеличивается с уменьшением диаметра. Такая зависимость температурной эффективности связана с увеличением удельной поверхности засыпки при уменьшении диаметра насадки, согласно:

$$\sigma = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{\Phi \cdot d},$$

где  $\Phi$  – коэффициент формы, а  $\varepsilon$  – порозность.

Для повышения температурной эффективности регенератора при увеличении высоты засыпки или уменьшении размеров насадки следует учитывать рост потерь гидравлического сопротивления засыпки.

Расчеты показали, что повысить температурную эффективность рекуператора можно за счет интенсификации теплообменных процессов между жидкостью и воздухом. На рис. 7 приведена расчетная зависимость температурной эффективности от коэффициента теплоотдачи на контактной поверхности.

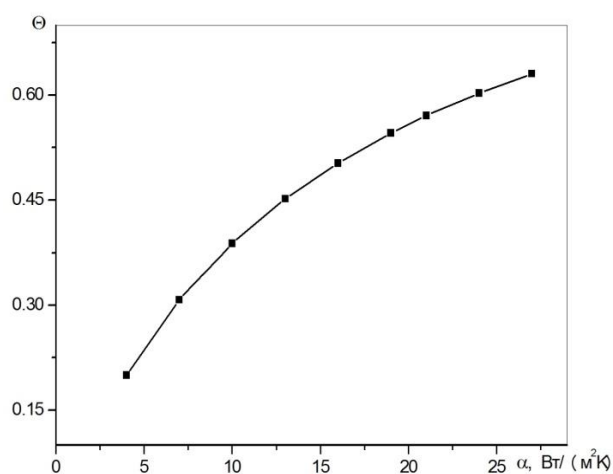


Рис. 7. Зависимость температурной эффективности от коэффициента теплоотдачи.

Рассмотрим влияние расходных характеристик воздуха и жидкостного теплоносителя на температурную эффективность регенератора. Влияние расхода жидкости на эффективность при постоянном расходе воздуха через колонны  $110 \text{ м}^3/\text{час}$  и высоте колонн  $0.4 \text{ м}$ . показано на рис. 8. В исследуемом диапазоне расходов жидкости температурная эффективность возрастала до максимального значения, а при дальнейшем увеличении расхода происходило ее незначительное снижение. Максимальное значение эффективности наблюдалось при расходе жидкости  $G_w \approx 40 \text{ л/час}$ , который можно получить из равенства водяных эквивалентов:

$$G_w^m c_w = G_a^m c_a \quad (5)$$

На рис. 9 приведены расчетные зависимости температурной эффективности регенератора от расхода воздуха через колонны для расхода жидкости  $40 \text{ л/час}$  при разных высотах засыпки в колоннах. Зависимость эффективности при каждой высоте засыпки имеет максимум, причем с увеличением высоты значение максимальной эффективности увеличивается, и положение максимума приближается к его значению при расходе воздуха, полученному из равенства водяных эквивалентов воздуха и воды (5). При уменьшении высоты засыпки поверхность теплообмена сокращалась, значение максимума снижалось и его положение смещалось в сторону меньших расходов воздуха через колонны.

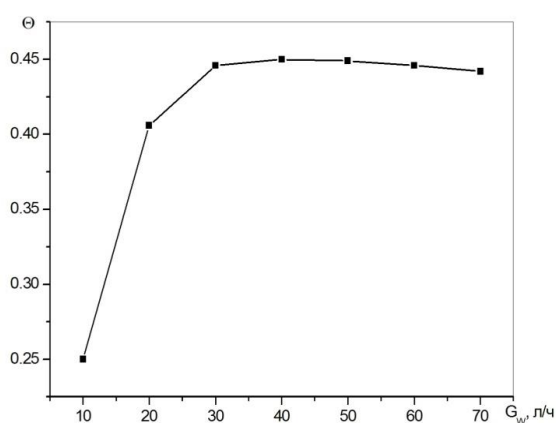


Рис. 8. Зависимость температурной эффективности от расхода воды.

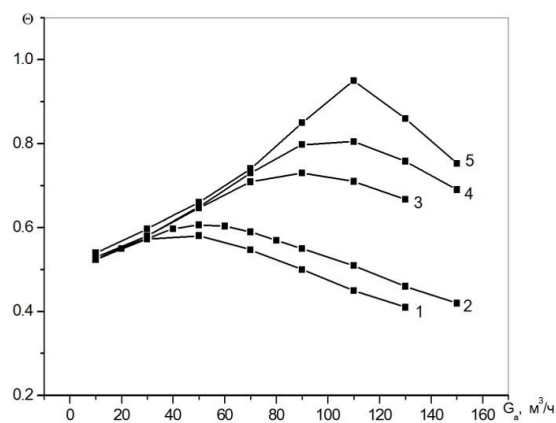


Рис. 9. Зависимость температурной эффективности от расхода воздуха при высоте засыпки: 1 -  $H=0.4 \text{ м}$ , 2 -  $0.5 \text{ м}$ , 3 -  $1.2 \text{ м}$ , 4 -  $2 \text{ м}$ ; 5 -  $10 \text{ м}$ .

## Основные выводы

В работе предложена и апробирована расчетная модель теплообмена нового воздухо-воздушного регенеративного теплообменника с промежуточным жидкостным теплоносителем для вентиляции помещений.

При анализе влияния различных факторов на температурную эффективность регенератора показана возможность значительного повышения его эффективности при уменьшении размеров насадки.

В результате расчетов обнаружено, что при уменьшении высоты засыпки происходило смещение максимума температурной эффективности в сторону снижения расхода воздуха от его значения, определенного из равенства водяных эквивалентов жидкости и воздуха.

*Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, проект № 15-08-00687*



### Литература

1. Kragh J., Rose J., Nielsen T.R., Svendsen S. New counter flow heat exchanger designed for ventilation systems in cold climates// *Energy and Buildings*. 2007, Vol. 39, P. 1151–1158.
2. Aristov Yu.I., Mezentsev I.V., Mukhin V.A. A new approach to regenerating heat and moisture in ventilation systems// *Energy and Buildings*. 2008, Vol. 40, P. 204–208.
3. Ephraim M. Sparrow, Jimmy Tong C.K., Mark R. Johnson and Gerry P. Martin. Heat and Mass transfer characteristics of rotating regenerative total energy wheel// *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007, Vol. 50, P. 1631–1636.
4. Низовцев М.И., Терехов В.И., Яворский А.И. Дисковый теплообменник// Патент на изобретение № 2255282 от 27 июня 2005.
5. Низовцев М.И. Экспериментальное исследование динамических и тепловых характеристик дискового вентилятора-регенератора тепла вентиляционного воздуха// *Известия Вузов. Строительство*. 2007, № 10, С. 46–50.
6. Яворский А.И. Способ регенерации тепла вентиляции// Заявка на изобретение № 2010121465/06 от 26.05.2010.
7. Низовцев М.И., Яворский А.И., Летушко В.Н., Бородулин В.Ю. Экспериментальное исследование воздухо-воздушного теплообменника с промежуточным теплоносителем для утилизации тепла вентиляционного воздуха// *Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий: Докл. науч.-практ. конф.*, – Новосибирск: Изд-во Института теплофизики СО РАН, 2013, ISBN 978-5-89017-034-7, С. 43-49.