

Проект ПРООН/ГЭФ №00077154

«Повышение энергетической эффективности жилых зданий в Республике  
Беларусь»

**РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ  
ТЕПЛООБМЕННИКА СИСТЕМЫ ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ  
ВЕНТИЛЯЦИИ С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА УХОДЯЩЕГО ВОЗДУХА**

Исполнитель,

Эксперт по вопросам энергетической  
эффективности в зданиях

Л. Н. Данилевский

Минск  
август 2015

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В УСЛОВИЯХ НИЗКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА .....	4
СИСТЕМА ТЕПЛООБМЕНА, СОХРАНЯЮЩАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННИКА ПРИ НИЗКОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ ВОЗДУХА .....	6
ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМЫ ТЕПЛООБМЕНА .....	9
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР.....	11
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	19
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	20

## Введение

В экспериментальном жилом здании в г. Могилеве дополнению к стандартным техническим и проектным решениям для зданий данной серии в энергоэффективной модификации здания предполагаются следующие дополнения:

- Принудительная приточно-вытяжная вентиляция с рекуперацией тепловой энергии вентиляционных выбросов;
- Система утилизации тепловой энергии сточных вод;
- Солнечный коллектор в системе подготовки горячей воды.

В данном отчете приведены рекомендации по работе рекуперативных теплообменников в условиях низкой температуры окружающего воздуха. Исследование работы теплообменников воздух-воздух при низкой температуре окружающего воздуха обеспечивает возможность актуализации спецификаций и номенклатуры оборудования для утилизации вентиляционных выбросов из квартир здания.

Обязательным элементом энергоэффективных зданий, обеспечивающим до 50% экономии тепловой энергии, необходимой на отопление, является принудительная система вентиляции с возвратом тепла вентиляционных выбросов [1]. Возврат тепла в системе вентиляции выполняется с использованием теплообменников различных конструкций [2]. Независимо от их конструкции, параметром сравнения теплообменных аппаратов является их эффективность, т.е. отношение возвращенной при теплообмене энергии к максимально возможной [2]. Как правило, оценкой эффективности теплообменника является эта величина, полученная при «сухом» теплообмене. Такая оценка является достаточной для условий эксплуатации, не угрожающих замерзанием конденсирующейся в вытяжном канале теплообменника влаги. В условиях эксплуатации с низкой температурой окружающего воздуха к теплообменнику можно предъявить требования высокая эффективность возврата тепла во всем диапазоне возможных условий эксплуатации.

Во многом, этот выбор должен диктоваться особенностями системы предотвращения замерзания.

## Методы обеспечения работы теплообменников в условиях низкой температуры наружного воздуха

Решение проблемы замерзания конденсата достигается, как правило, подогревом приточного воздуха до температуры, предотвращающей замерзание конденсата [3]. Это решение снижает энергетическую эффективность теплообменника, т. к. не позволяет использовать полностью тепло в удаляемом воздухе и не решает полностью проблему замерзания конденсата в теплообменнике.

Приблизительно, при температуре ниже минус 5°C начинает замерзать конденсат. Включение подогрева воздуха во входном канале теплообменника решает проблему замерзания конденсата, но температура уходящего из теплообменника воздуха равна 0°C независимо от температуры наружного воздуха.

При температуре наружного воздуха, равной минус 25°C теряется около 33,7 кДж/кг тепловой энергии из уходящего воздуха что составит около 47% энергетического потенциала. Неправильный выбор значения пороговой температуры может привести к замерзанию конденсата в рекуператоре, и прекращению его работы, как это произошло при эксплуатации одного из теплообменников на энергоэффективном жилом здании пр. Притыцкого, 107, в г. Минске представленных на рисунке 1 [4].



*Рисунок 1 – Замерзший конденсат в камере удаляемого воздуха рекуперативного теплообменника*

Известны технические решения теплообменников с дополнительным байпасным каналом приточной вентиляции [5], [6], в который направляют часть приточного воздуха при снижении температуры в вытяжном канале до 0°C. Это решение снижает энергетическую эффективность теплообменника, т. к. частично наружный воздух поступает в помещение, минуя теплообменник. Имеются и

другие технические решения. В [7] для этой цели предлагается конструкция теплообменника с переменным значением термического сопротивления межканальной перегородки. Такое решение усложняет конструкцию теплообменника и снижает энергетическую эффективность при фиксированных габаритах.

Следует отметить, что замерзание влаги в теплообменнике опасно тем, что может привести к перекрытию канала уходящего воздуха и разрушению пакета теплообменника. Поэтому можно допустить некоторую контролируемую степень обмерзания теплообменника, оттаивая периодически накопившийся слой льда. В случае, когда дополнительная энергия будет затрачиваться только для оттаивания образовавшегося льда, потерям не более 7% возможного потенциала возврата энергии.

В [6] при замерзании конденсата и образовании льда в вытяжных каналах рекуператора с направлением движения удаляемого из помещений воздуха снизу-вверх выключают подачу холодного воздуха в один из каналов рекуператора. Теплый воздух из помещения обеспечивает таяние льда.

Недостатком способа является то, что вследствие уменьшения давления в помещениях здания (из-за отсутствия притока) холодный воздух поступает в помещения через негерметичную оболочку здания, что увеличивает отопительную нагрузку помещений и снижает общую энергетическую эффективность теплообменника. К тому же, теплый воздух из помещения удаляется наружу без теплообмена с приточным.

Более интересное решение предложено в [8], где предлагается предотвращать замерзание теплообменника, поворачивая теплообменник на  $180^\circ$  потоком вытяжного воздуха, меняя тем самым приточные и вытяжные каналы теплообменника местами. Недостатком такой системы является необходимость механической системы, снижающей общую эксплуатационную надежность системы.

## **Система теплообмена, сохраняющая эффективность теплообменника при низкой температуре воздуха**

Современное развитие средств автоматизации позволяет использовать дополнительные возможности для устранения негативных явлений, возникающих при замерзании конденсата в теплообменнике. В [9,10] предлагается при замерзании конденсата и образовании льда в каналах рекуператора выключать подачу холодного воздуха в один из каналов рекуператора. При этом, дополнительно контролируют гидравлическое сопротивление вытяжного канала теплообменника, при увеличении гидравлического сопротивления до установленного порогового значения перекрывают поступление наружного воздуха в приточный воздуховод, выключают приточный вентилятор и направляют воздух с выхода вытяжного канала рекуператора в приточный канал, далее контролируют разность температур на входе вытяжного и выходе приточного каналов рекуператора, при достижении разности температур (гидравлического сопротивления) установленного исходного значения открывают поступление холодного воздуха в приточный канал и вытяжного воздуха наружу. Устройство, реализующее предложенный способ работы теплообменника представлен на рисунке 2.

В устройстве (на рисунке 2), состоящем из корпуса 1, рекуператора тепла 2, приточного 3-4 и вытяжного 5-6 каналов, вентиляционные выбросы из квартиры, побуждаемые вытяжным вентилятором 17, поступают в нижнюю часть рекуператора через вход вытяжного канала 5, проходят через рекуператор 2, где охлаждаются в процессе теплообмена приточным воздухом, и уходят из рекуператора через выход канала 6, расположенный в верхней части рекуператора. Холодный приточный воздух поступает в рекуператор через вход приточного канала 3, расположенный в верхней части рекуператора, проходит через рекуператор 2, где нагревается в процессе теплообмена вентиляционными выбросами и уходят из рекуператора через выход канала 4, расположенный в нижней части рекуператора. Условно рекуператор можно разделить на три области, обозначенные на рисунке 4.29, область 20, где происходит сухой теплообмен без конденсации влаги, 21 – область теплообмена, где температура вентиляционных выбросов опускается ниже точки росы и на стенках каналов рекуператора конденсируется водца из вентиляционных выбросов и 22 – область теплообмена, где температура вентиляционных выбросов опускается ниже точки замерзания воды и на стенках каналов рекуператора конденсируется вода из вентиляционных выбросов и тут же замерзает. Влага из области рекуператора 21 стекает по его каналам, нагревается приточным воздухом и попадает в конденсатоприемник 14, откуда через конденсатоотводчик 15 уходит из рекуператора. При такой схеме движения конденсата, навстречу вентиляционным выбросам, исключается возможность его замерзания в рекуператоре и в конденсатоотводчике при удалении конденсата. Влага, которая конденсируется в области 22, тут же замерзает на

стенках каналов рекуператора. Процесс обмерзания пластин постепенный и на начальной стадии не представляет опасности для рекуператора. Однако, постоянное нарастание льда приводит к уменьшению пропускной способности вытяжного канала и к разрушению рекуператора. Датчики 10-14 позволяют следить за изменением гидравлического сопротивления вытяжного канала рекуператора. При увеличении гидравлического сопротивления выше установленного порогового значения блок управления 18 направляет управляющий сигнал на выключение приточного вентилятора 16 и закрытие клапана 7 в приточном канале и 19 в вытяжном канале. Одновременно подается управляющий сигнал на открытие клапана 9 в байпасном канале. В этом случае вентиляционные выбросы через приточный канал поступают обратно в жилые помещения. Энергия вентиляционных выбросов растапливает лед в вытяжных каналах рекуператора и удаляет из каналов лишнюю влагу, повышая влажность воздуха в жилых помещениях. При восстановлении гидравлического сопротивления вытяжного канала включается нормальная схема работы рекуператора: включается приточный вентилятор 16, открываются клапаны 7 и 19 и закрывается клапан 9 в байпасном канале. Это техническое решение позволяет наиболее полно использовать энергию удаляемого из рекуператора воздуха.

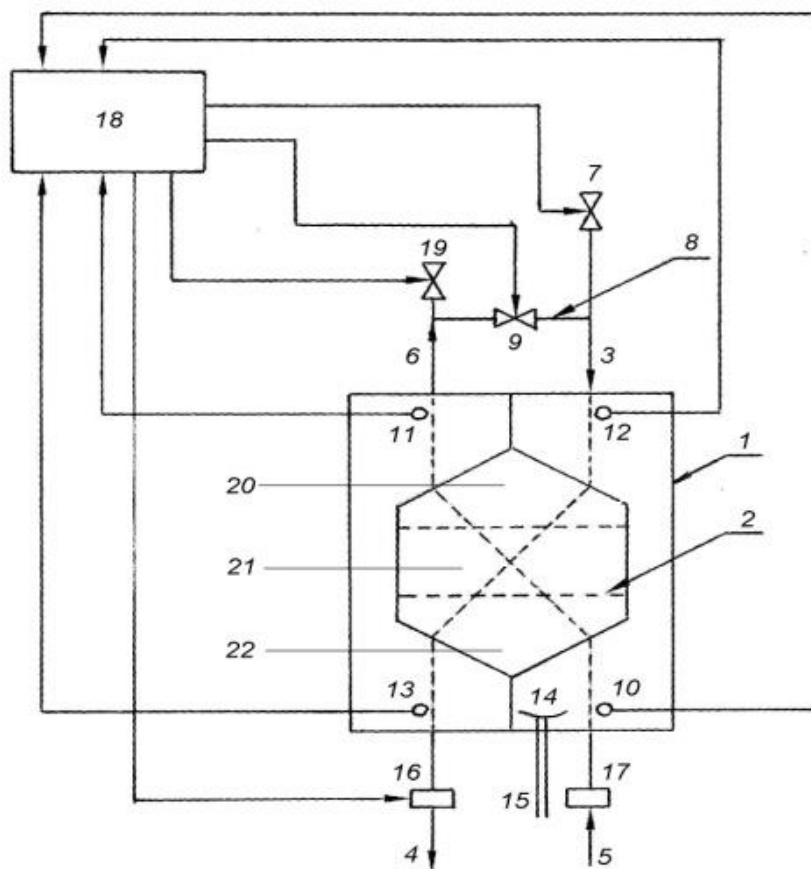


Рисунок 2 – Схема теплообменника с размораживанием

Проблему замерзания конденсата следует решать в комплексе с обеспечением комфортных условий в помещениях. Как было показано, влажность воздуха в жилых помещениях связана в современных зданиях с влажностью наружного воздуха. При существующей, довольно низкой, заселенности квартир источники влаги внутри помещений дают не более  $2 \text{ г/м}^3$  при необходимых  $5 \text{ г/м}^3$  воздуха. Следовательно, перенос влаги в рекуператоре необходим при температуре наружного воздуха ниже ( $-3^\circ\text{C}$ ). Как было показано, перенос влаги снижает температуру замерзания конденсата, т. е. решает дополнительную задачу. При повышении температуры наружного воздуха его абсолютная влажность, как правило, повышается, что исключает необходимость в дополнительном переносе влаги в приточный канал. Более того, перенос влаги может повысить влажность в помещениях выше оптимальных значений. Таким образом, перенос влаги между каналами должен быть управляемым.

Современные технические решения требуют наличия автоматизированной системы управления вентиляционным оборудованием, что является неременным атрибутом системы утилизации тепла.



## Эффективность системы теплообмена

Теплообменник, работающий в условиях низкой температуры наружного воздуха можно условно разбить на три зоны:

- зону сухого воздухообмена;
- зону конденсации влаги;
- зону замерзания конденсата.

Наружный воздух, попадающий на вход вентиляционной системы, необходимо нагреть до оптимальной температуры. Поэтому следует говорить не об эффективности теплообменника, а об эффективности системы теплообмена, которую можно определить следующим образом:

$$\zeta = \frac{Q_v}{Q_{\max}}, \quad (1)$$

где  $Q_v$  – количество энергии, возвращаемое теплообменником из удаляемого воздуха, кВтч/м<sup>2</sup> в год;  $Q_{\max}$  – количество энергии, необходимое для нагрева наружного воздуха до оптимальной температуры, кВтч/м<sup>2</sup> в год.

Отопительный сезон можно разбить на два периода: период, когда конденсат может замерзнуть, и период, когда это не происходит. В случае, когда используют систему теплообмена, которая не допускает снижения температуры на выходе канала уходящего воздуха ниже 273°С [4-6] для количества энергии, которое теплообменник возвращает в течение отопительного сезона из уходящего воздуха,  $Q_v$ , можно записать следующее выражение:

$$Q_v = N \cdot E_0 - \sum_{i=1}^{n_1} E_i - (N - n_1) \cdot E_{01}, \quad (2)$$

где  $N$  – количество дней в отопительном сезоне;  $n_1$  – количество дней, в которые температура воздуха была выше значения, при котором замерзает конденсат в канале удаляемого воздуха;

$$E_0 = V(\rho(T) \cdot c(T) + m_0 \cdot c_1)T_0 + m_0 \cdot c_2$$

$$E_i = V(\rho(T) \cdot c(T) + m_i \cdot c_1)T_i + m_i \cdot c_2$$

$$E_{01} = V(\rho(T) \cdot c(T) + m_{01} \cdot c_1)T_{01} + m_{01} \cdot c_2 \quad (3)$$

где  $\rho(T)$  – плотность сухого воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – объем воздуха, м<sup>3</sup>;  $c(T)$  – теплоемкость воздуха, дж/кг\*К;  $c_1$  – теплоемкость пара, дж/кг\*К;  $c_2$  – удельное тепло фазового перехода, дж/кг;  $m_0$  – плотность пара в воздухе помещений, кг/м<sup>3</sup>;  $m_i$  – плотность пара в удаляемом воздухе на выходе теплообменника, кг/м<sup>3</sup>;  $m_{01}$  – плотность пара в удаляемом воздухе на выходе теплообменника при температуре удаляемого воздуха, равной 273°К, кг/м<sup>3</sup>;  $T_0$  – температура воздуха в помещении, °К;  $T_i$  – температура воздуха в помещении на  $i$ -м интервале, °К;  $T_{01}=273$ °К.

В том случае, когда допускается замерзание льда на поверхности пластин теплообменника с последующим оттаиванием, выражение (2) переписывается в виде:

$$Q_v = N \cdot E_0 - \sum_{i=1}^{n_1} E_i, \quad (4)$$

Тепло фазового перехода вода – лед не используется, т. к. на цикле оттаивания теплообменника оно возвращается.

Из (2) с учетом (3) можно сделать вывод, что при снижении температуры наружного воздуха до критической (при которой температура уходящего воздуха на выходе теплообменника равна нулю) количество возвращаемого тепла при использовании методов [4-6] увеличивается, а при дальнейшем снижении остается на постоянном уровне. Следовательно, при температуре наружного воздуха ниже критической эффективность теплообменников, независимо от их эффективности при сухом теплообмене становятся одинаковыми. Для условий северных регионов России высокая эффективность при сухом теплообмене будет мало влиять на общую эффективность системы.

Здесь более приемлемы технические решения из [6,8-10], где допускается замерзание льда в теплообменнике с последующим оттаиванием теплообменника. Из выражения (4) с учетом (3) ясно, что количество возвращаемого тепла в этом случае увеличивается с понижением температуры наружного воздуха.

## Экспериментальное исследование работы теплообменного аппарата в условиях низких температур

С целью отработки технических решения, обеспечивающих эффективную работу рекуперативных теплообменников в условиях низких температур были выполнены экспериментальные исследования с использованием климатической камеры. Эксперименты выполнялись с рекуперативным теплообменником, характеристики которого приведены в таблице 1. Фотография пластины теплообменного пакета, выполненного в соответствии с описанием в [11], приведена на рис. 3.

Таблица 1. Характеристики образца и условия испытаний

Площадь теплообменной поверхности, м <sup>2</sup>	Коэффициент теплоотдачи $\alpha$ на теплообменной поверхности Вт/(м °С)	Расход воздуха в каналах, м <sup>3</sup> /ч
3	28	50/50

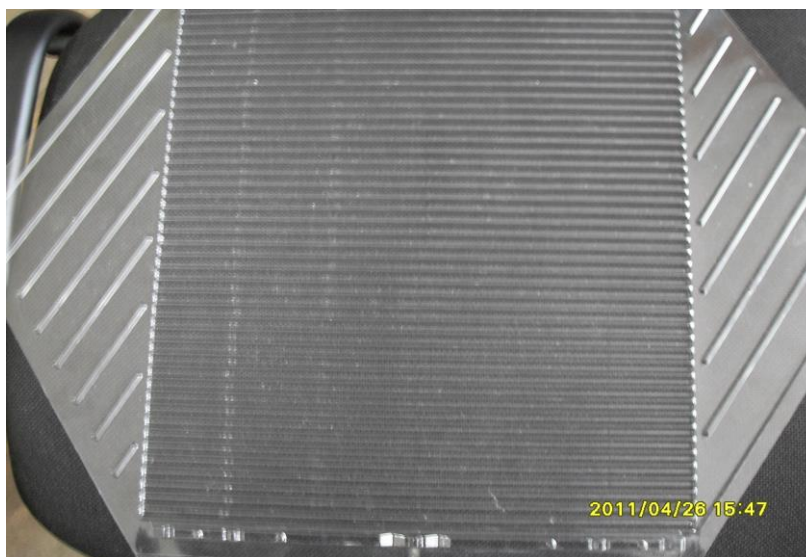
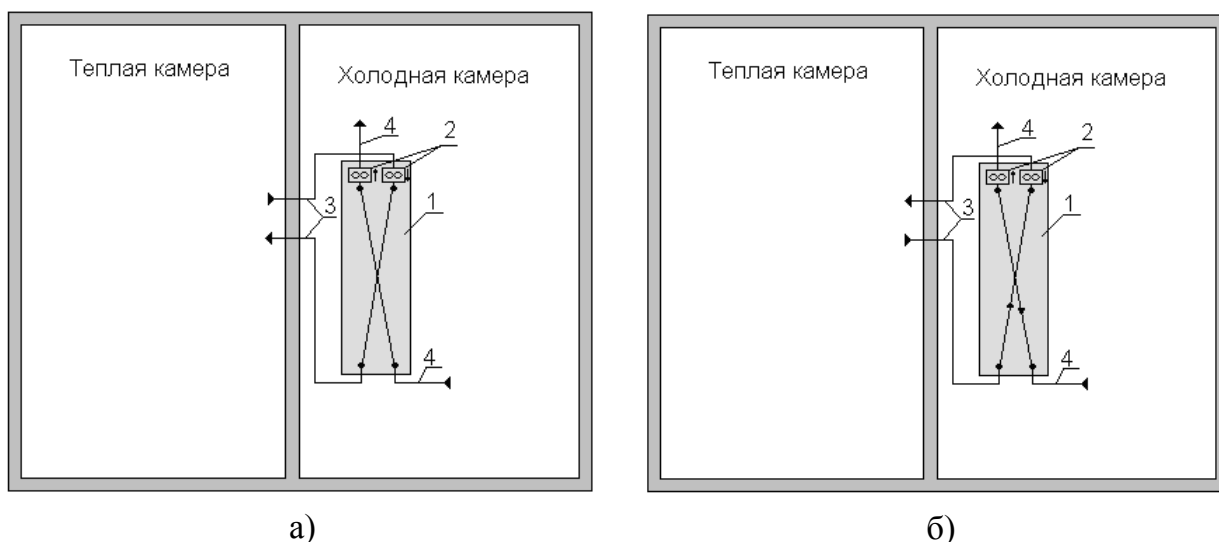


Рис. 3 Пластины пакета теплообменника.

Целью экспериментов являлась сравнительная оценка работы теплообменного аппарата в условиях экстремальной для Беларуси температуры наружного воздуха при движении теплого воздуха с высокой влажностью сверху вниз и снизу-вверх и отработка технических решений, предложенных в [7,8] по схеме рис.2. В первом случае движение сконденсированной влаги совпадает с направлением движения воздуха, во втором случае, влага движется против движения воздуха. На рис. 4 а) и б) приведены схемы выполнения экспериментов.



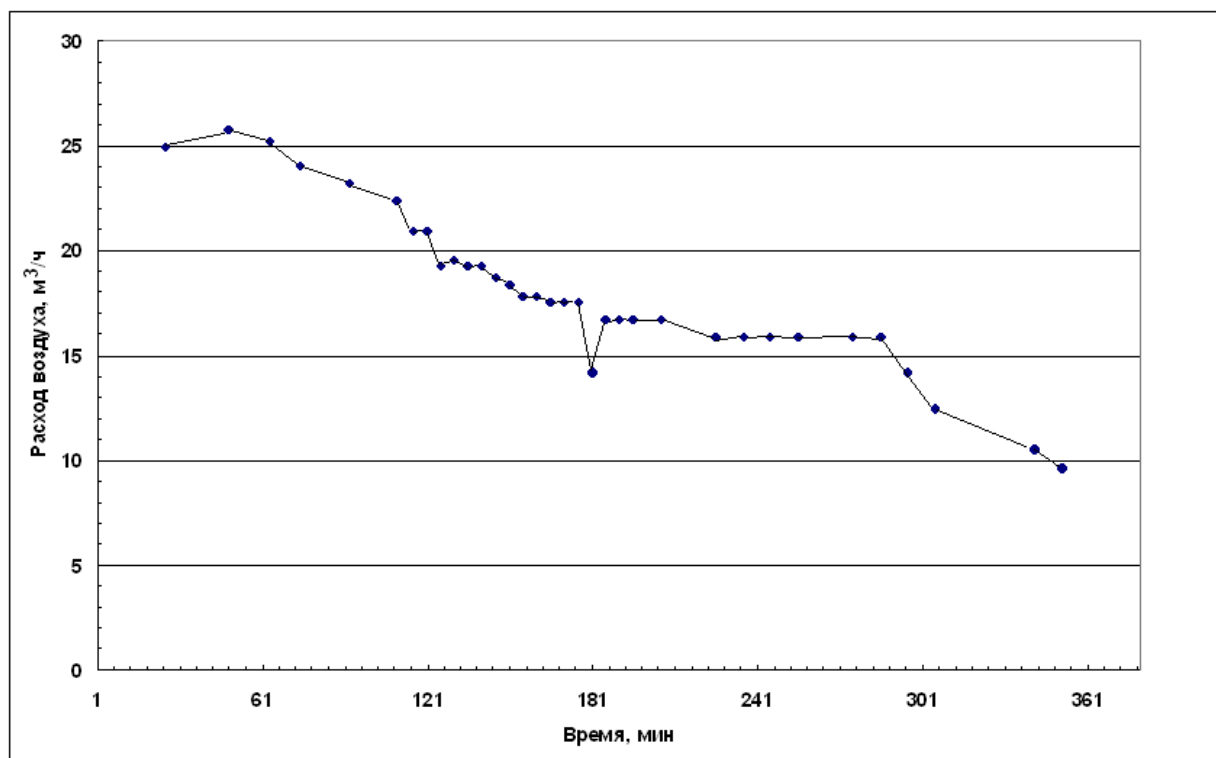
*Рисунок 4– Принципиальная схема рекуперативной установки при движении удаляемого воздуха снизу-вверх:*

*1 – рекуператор; 2 – вентиляторы; 3 – воздуховоды вытяжного канала;  
4 – воздуховоды приточного канала*

На рис. 5 приведен график изменения расхода воздуха в теплом канале рекуператора при движении воздуха сверху вниз. На рис.6 приведены графики изменения эффективности работы теплообменника от времени для обоих рассмотренных случаев.

На начальном этапе конденсируется влага и тепло фазового перехода приводит к тому, что остывание воздуха в вытяжном канале происходит на меньшую величину, чем нагревание приточного воздуха, как это видно на графиках рис. 6. По мере снижения температуры воздуха на входе приточного канала начинает происходить обмерзание вытяжного канала, снижается расход удаляемого воздуха, как это видно на рис. 5.

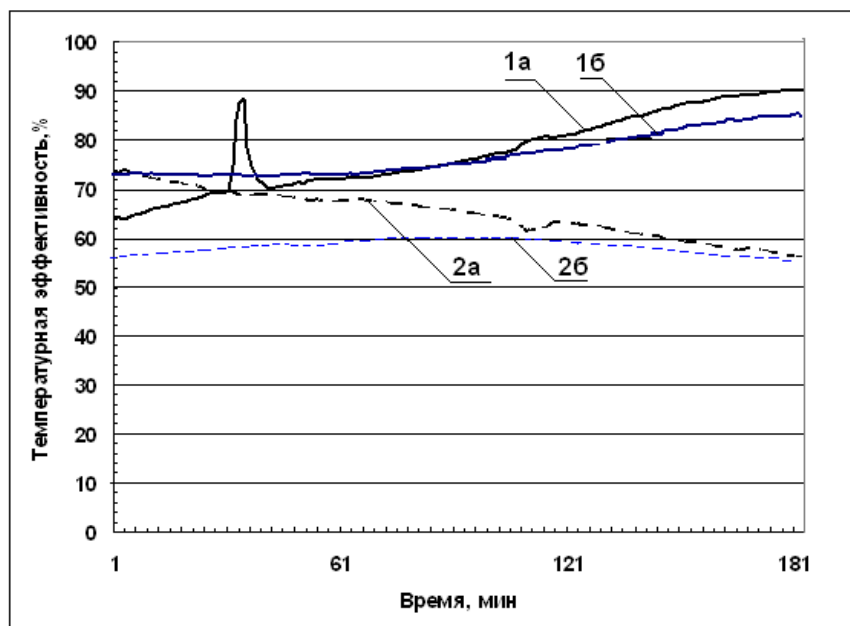
Сконденсированная влага стекает вниз в область низких температур и полностью замерзает в пакете. Осмотр теплообменника показал отсутствие конденсированной влаги в области стока конденсата. В результате удаляемый воздух остывает больше, чем нагревается приточный, из-за большего количества последнего по сравнению с удаляемым. Таким образом, температурная эффективность рекуператора по вытяжному воздуху становится больше, чем по приточному.



*Рисунок 5 – Изменение расхода воздуха в вытяжном канале рекуператора при движении удаляемого воздуха сверху вниз*

По мере дальнейшего снижения температуры воздуха на входе приточного канала температурная эффективность рекуператора по приточному воздуху продолжает снижаться, так как по мере обледенения вытяжного канала продолжает снижаться расход удаляемого воздуха. Приточному воздуху передается все меньшее количество теплоты и разность температуры между выходом и входом приточного канала снижается.

При движении удаляемого воздуха снизу-вверх графики изменения температурной эффективности рекуператора при снижении температуры воздуха на входе приточного канала (графики 1б и 2б на рисунке 6) отличаются своим поведением от аналогичных графиков при движении удаляемого воздуха сверху вниз. Так, для случая движения удаляемого воздуха снизу-вверх температурная эффективность рекуператора по вытяжному каналу практически остается постоянной до снижения температуры на входе приточного канала до минус 15 °С, а затем начинает возрастать, однако скорость возрастания остается меньшей, чем при движении удаляемого воздуха сверху вниз. Данный результат говорит о том, что в случае движения удаляемого воздуха снизу-вверх уменьшение проходимости вытяжного канала происходит медленнее, чем при движении удаляемого воздуха сверху вниз. Замерзает только влага, конденсация которой произошла в области отрицательной температуры. Остальная часть влаги стекает по пластинам теплообменника в теплую зону и остается в жидкой фазе, что и подтвердилось визуальным осмотром теплообменника.



*Рисунок 6 – Температурная эффективность рекуператора при различном направлении движения воздуха в вытяжном канале:*

- 1 – температурная эффективность рекуператора по вытяжному;*
- 2 – температурная эффективность рекуператора по приточному каналу;*
- а – направление движения вытяжного воздуха сверху-вниз;*
- б – направление движения вытяжного воздуха снизу-вверх*

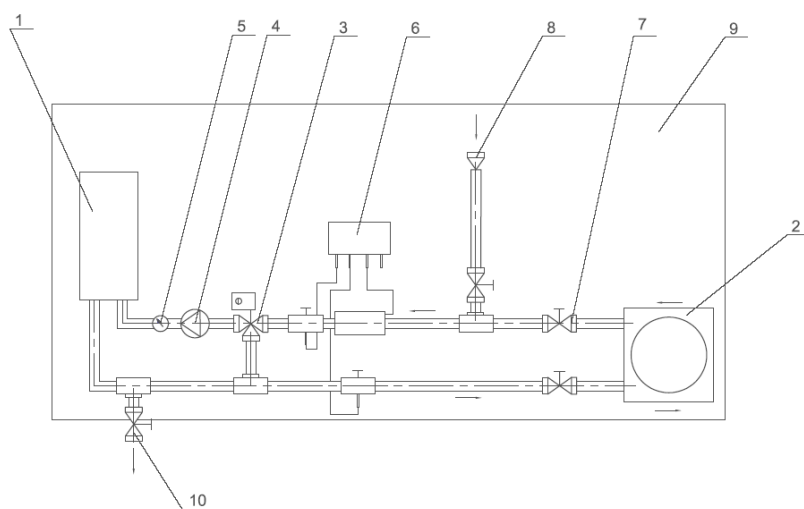
Как видно из рисунка 6, температурная эффективность рекуператора по приточному каналу при движении удаляемого воздуха снизу-вверх (график 2б) сначала несколько возрастает, а затем начинает снижаться, причем скорость снижения остается меньшей, чем для случая движения удаляемого воздуха сверху вниз. Это можно объяснить большей массой льда, образующегося в теплообменнике при движении теплого воздуха сверху вниз, что приводит к дополнительному выделению тепла фазового перехода вода–лед. Кроме того, часть тепла удаляемого воздуха расходуется на подогрев конденсата, имеющего более низкую температуру и стекающего в теплообменнике в область более высокой температуры.

Таким образом, при работе в условиях низкой температуры наружного воздуха движение удаляемого из помещений насыщенного влагой теплого воздуха приводит к снижению температурной эффективности в приточном канале, однако, остается предпочтительным с точки зрения более безопасной эксплуатации, т. к. приводит к меньшей массе замерзающего в теплообменнике льда.

С целью отработки режима работы с периодическим замораживанием и оттаиванием теплообменника по схеме, приведенной на рис. 7а .были проведены эксперименты с использованием нагрева воздуха с помощью установки, схема и фотография которой приведены на рис.7б.

Испытание рекуперационной установки с подогревом воздуха от системы теплоснабжения осуществлялось при следующих условиях:

- относительная влажность воздуха в теплой камере – 82 %;
- относительная влажность воздуха в холодной камере – 80 %;
- объемный расход воздуха в вытяжном канале – 27,1 м<sup>3</sup>/ч;
- объемный расход воздуха в приточном канале – 28,3 м<sup>3</sup>/ч.



а)

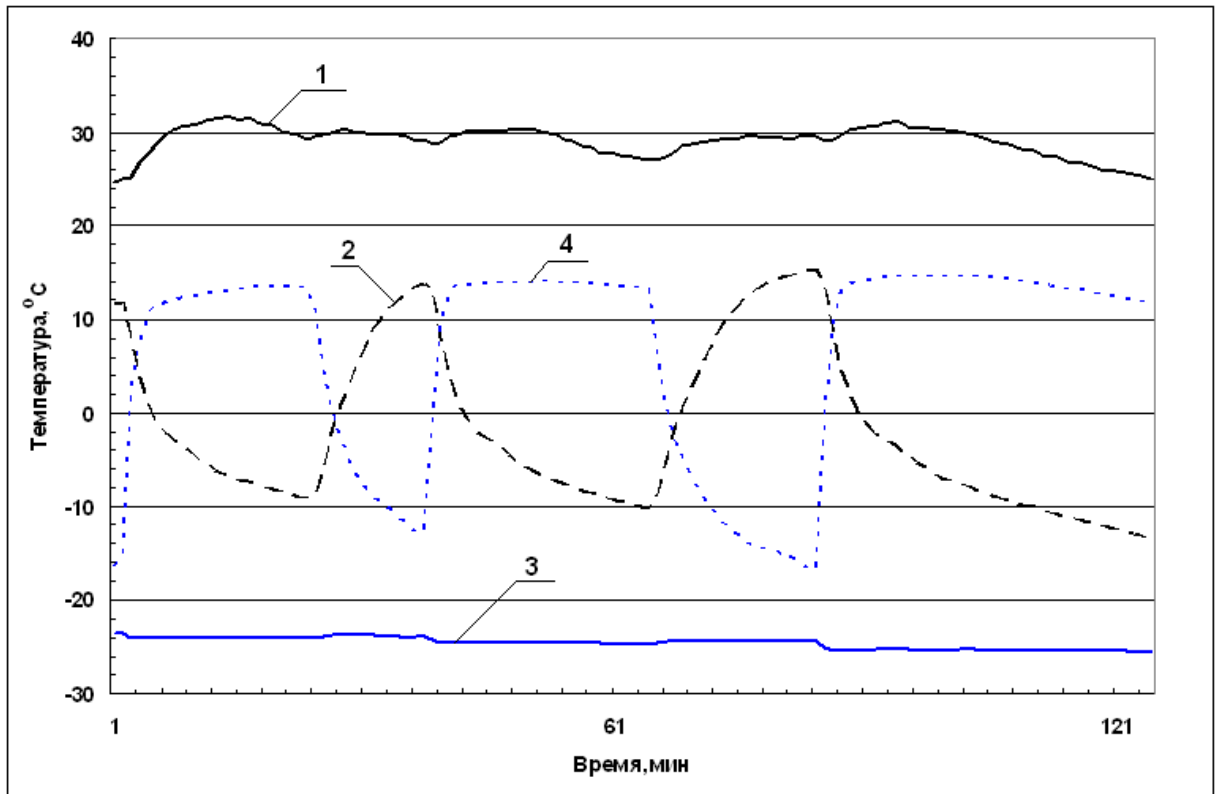
б)

*Рисунок 7 - Принципиальная схема макета (а) и фотография (б) установки с подогревом воздуха от системы теплоснабжения:*

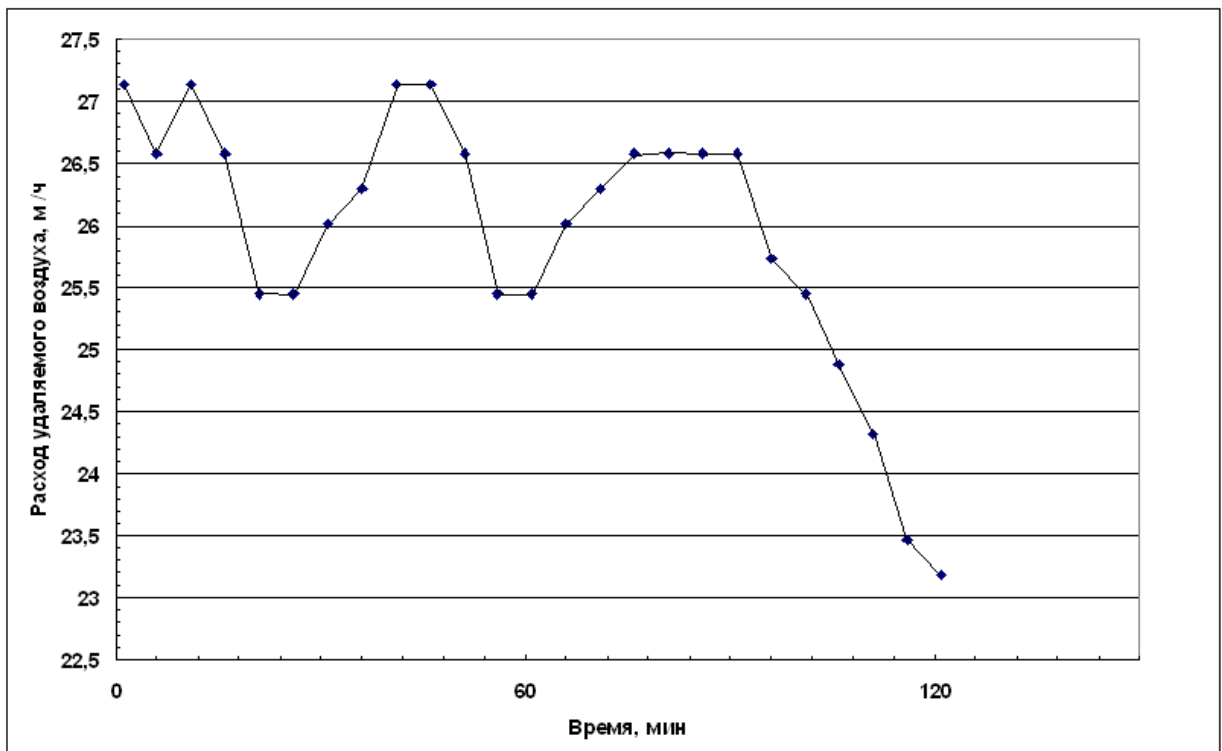
*1 – накопительный водонагреватель; 2 – водяной калорифер; 3 – клапан регулирующий трехходовой с электроприводом; 4 – циркуляционный насос; 5 – прибор учета расхода воды; 6 – теплосчетчик; 7 – кран шаровой; 8 – заливная горловина; 9 – щит (стенд); 10 – слив (кран шаровой)*

На рисунке 8а приведены графики изменения со временем температуры на входе и выходе каналов рекуператора в режиме замораживания-оттаивания вытяжного канала. На рис. 8б – расход воздуха в теплом канале.

Как видно из рисунка 8а, температура воздуха на входе приточного канала (график 3) практически не изменялась в процессе 2-х часов проведения измерений и составляла минус 24°С. Температура на входе канала теплого воздуха (график 1) сначала несколько возросла, а после прогрева воздухопроводов практически установилась на отметке 30°С.



а)



б)

*Рисунок 9 – Изменение температуры на входе и выходе каналов рекуператора (а) и расхода удаляемого воздуха (б).*

*1 – температура на входе и 2 – на выходе вытяжного канала; 3 – температура на входе и 4 – на выходе приточного канала*



За первые 10 минут работы температура приточного воздуха на выходе рекуператора повысилась до 12°C, а температура удаляемого воздуха на выходе рекуператора понизилась до 0°C. Далее температура удаляемого воздуха на выходе вытяжного канала продолжала снижаться при практически постоянной температуре воздуха на выходе приточного канала. Период цикла замораживания – размораживания составил 1 час. Из графика на рисунке 9б следует, что после снижения температуры воздуха на выходе вытяжного канала до 0°C начинается уменьшение расхода воздуха в этом канале, очевидно из-за начала обмерзания канала.

При снижении температуры воздуха на выходе вытяжного канала до минус 8°C расход теплого воздуха в канале уменьшился на 6%, приточный вентилятор был отключен и начался процесс размораживания рекуператора. Расход воздуха в вытяжном канале начал возрастать, а температура на выходе вытяжного канала повышаться. Снижение температуры на выходе приточного канала (график 4 на рисунке 9а) отражает остывание воздуховода, подключенного к выходу приточного канала, а не остывание приточного воздуха, так как в это время приток отсутствует.

При восстановлении расхода удаляемого воздуха до его значения в начале измерений приточный вентилятор снова был включен, что отразилось на резком увеличении температуры на выходе приточного канала. Температура на выходе вытяжного канала сначала достаточно быстро снизилась до 0°C, а затем продолжила, как и в предыдущем случае медленно снижаться с одновременным уменьшением расхода воздуха в вытяжном канале. Температура воздуха в приточном канале после включения приточного вентилятора резко возросла до 14°C и оставалась практически на одном уровне за время снижения температуры на выходе вытяжного канала от 12°C до минус 10°C.

Анализ графиков на рисунке 9 показывает, что процесс замораживания рекуператора практически без снижения температуры приточного воздуха на выходе рекуператора по времени в 2 раза превышает процесс размораживания, приводящий к восстановлению расхода воздуха в вытяжном канале.

На цикле замерзания происходит теплообмен между потоками воздуха в теплообменнике. На цикле размораживания тепловая энергия уходящего из помещений воздуха затрачивается на оттаивание льда. Если использовать техническое решение, предложенное в [6], воздух из вытяжного канала теплообменника уходит наружу. Из графика 2 на рис. 9 видно, что средняя температура воздуха в канале в течение этого времени составляет около 1°C, что на 25°C выше температуры окружающей среды. Это значит, что с воздухом на этом цикле работы нерационально уходит из помещений более 50% тепла. По схеме, предложенной в [9,10] воздух возвращается в помещение, сохраняя это тепло. При этом, на цикле работы, когда происходит теплообмен, температура приточного воздуха на выходе из теплообменника быстро приходит к установившемуся

режиму и эффективность работы теплообменника сохраняется на номинальном уровне.

Таким образом, с точки зрения энергетической эффективности, наиболее приемлемым решением по обеспечению работы теплообменника в условиях низкой температуры окружающего воздуха является циклическая работа по алгоритму, предложенному в [9,10]:

- на первом цикле происходит воздухообмен с частичным замерзанием теплообменника;
- на втором цикле происходит его размораживание с 100% рециркуляцией воздуха в приточный канал.

Исследование состояния рекуператора после многократных циклов замораживания-размораживания в режиме, приведенном на рис. 16а, не выявило деформаций пластин или начинающегося разрушения. Таким образом, предложенный в [9,10] способ работы рекуператора в условиях низкой температуры окружающего воздуха получил экспериментальное подтверждение.

## Заключение

Таким образом, при выборе теплообменника для использования в системе вентиляции его эффективность не может быть определяющим параметром. Выбор необходимо выполнять по эффективности системы теплообмена в течение отопительного периода, определение величины которой предложено в данной статье

В отчете приведены результаты исследований нового способа повышения эффективности работы теплообменника в условиях низкой температуры окружающего воздуха [8,9]. В предлагаемом способе движение теплого воздуха в теплообменнике направлено снизу-вверх, что обеспечивает стекание конденсирующейся влаги против движения теплого воздуха в зону с положительной температурой, что уменьшает объем замерзающей влаги и степень обмерзания теплообменника. При контроле изменения объема воздуха в вытяжном канале допускается контролируемое замерзание конденсата, после чего теплообменник работает в режиме возврата 100% уходящего из помещений воздуха в приточный канал, оттаивая теплообменник. Циклическое повторение процессов замораживания и размораживания обеспечивает сохранение максимальной эффективности теплообменника при низкой температуре окружающего воздуха.

Экспериментальные исследования работы теплообменника по предложенному способу в условиях экстремально низких температур показали, что с точки зрения энергетической эффективности системы, наиболее приемлемым решением по обеспечению работы теплообменника в условиях низкой температуры окружающего воздуха является циклическая работа по алгоритму, предложенному в [8,9]:

- на первом цикле происходит воздухообмен с частичным замерзанием теплообменника;
- на втором цикле происходит его размораживание с 100% рециркуляцией воздуха в приточный канал.

Исследование состояния рекуператора после многократных циклов замораживания-размораживания в режиме не выявило деформаций пластин или начинающегося разрушения. Таким образом, предложенный в [8,9] способ работы рекуператора в условиях низкой температуры окружающего воздуха получил экспериментальное подтверждение.

Таким образом, условием эффективной работы рекуперативного теплообменника в течение годового цикла является использование способов его работы, предложенных в данной статье.

## Список литературы

1. W. Feist. Gestaltungsgrundlagen Passivhäuser - Verlag das Beispiel GmbH, 2001, 132 s
2. В. М. Кэйс, А. Л. Лондон. Компактные теплообменники «Энергия» Москва, 1967г. 325с.
3. YORK Air Conditioning and Refrigeration. P. O. Box 1592 York Pennsylvania USA 17405-1592 2001, p. 980
4. Каталог Salda – Системы вентиляции и кондиционирования воздуха – 2003г.
5. Claus Ihle Lüftung und Lüftheizung. Band 3. Schriftenreihe der Heizungsingenieur. Düsseldorf: Werner 1997, 390.
6. Bestellformular für WRG-Geräte atmos 175 DC Bauform 1, 2 und 3 : [бланк заказа] / Paul Wärmerückgewinnung.– Mülsen St. Jacob, 2004.– 2 s.
7. С. Н. Осипов, У.О.Саука. Рекуперативный теплообменник / А.С. СССР №1188500 Изобретения в СССР и за рубежом, -1985, №40, с.147
8. А. В. Сафонов. Энергоэффективный теплообменник-утилизатор. - Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. №2, 2002г., с.20
9. Л. Н. Данилевский, Б. И. Таурогинский. Устройство и способ для размораживания и удаления сконденсированной влаги в рекуперационном теплообменнике. –патент на изобретение №15736 РБ по заявке от 27.03.2009 г. № а20090456 МПК8 F28F 17/00
10. Л. Н. Данилевский, Б. И. Таурогинский. Устройство и способ предотвращения замерзания сконденсированной влаги в рекуперационном теплообменнике: патент № 016248 Евраз. Пат. Ведомства, МПК F 28F 17/00 / заявитель Государственное предприятие «Институт жилища – НИПТИС им. Атаева С.С.». - Евразийская заявка №200901448; заявлено 25.11.09, опубл. 30.03.2012 // Бюллетень Евразийского патентного ведомства 30.03.2012, №3, С. 337.
11. Л.Н. Данилевский, В.М. Пилипенко Пакет пластинчатого теплообменника. Патент РБ №13796, 2010г. Межд. Заявка WO 2007/045064 A1, 26.04.2007.