

будут решены при внедрении современных технологий менеджмента, в том числе самых передовых корпоративных информационных систем, позволяющих не только совершенствовать процессы внутреннего контроля, но и обеспечивать информационную безопасность. Использование механизмов управленческого учета позволит обеспечить ресурсосбережение, снизить себестоимость работ.

### Список литературы

1. Автоматизированные информационные технологии в экономике : учеб. для студентов вузов / [Г.А. Титоренко и др. ; под ред. Г.А. Титоренко]. – М. : ЮНИТИ, 2005. – 399 с.
2. Дуж, Я. Организация системы информации на предприятии / Я. Дуж ; сокр. пер. с венг.: Э.Э. Батизи, В.М. Симчера. – М. : Прогресс, 1972. – 252 с.
3. Информационная структура предприятия // [http://www.itcont.ru/services/network/sks\\_struct.shtml](http://www.itcont.ru/services/network/sks_struct.shtml)
4. Информационные технологии управления : учеб. пособие для вузов / под ред. Г.А. Титоренко. – М. : ЮНИТИ-Дана, 2003. – 439 с.
5. Чеботаев, А.А. Логистика. Логистические технологии : учеб. пособие / А.А. Чеботаев. – М. : Дашков и К, 2002. – 172 с.

УДК 697:721.011.25

## ОСНОВЫ ТЕОРИИ, РАСЧЁТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ЖИЛЫХ ЧЕРДАЧНЫХ ЗДАНИЙ С ПЛАСТИНАТЫМИ ВОЗДУХО-ВОЗДУШНЫМИ ТЕЛОУТИЛИЗАТОРАМИ

Липко В.И., Ланкович С.В., Никифорова К.Д.

Учреждение образование «Полоцкий государственный университет»,  
г. Новополоцк, Республика Беларусь, [kafedratgsv@mail.ru](mailto:kafedratgsv@mail.ru)

*The article presents the results of studies on the modernization of systems of heat and air supply of buildings with multi-level recovery scheme, using recycled and natural sources and modeling heat and mass transferring processes using criterial equations of thermodynamic similarity for the treatment of moist air in the heat exchangers.*

### Введение

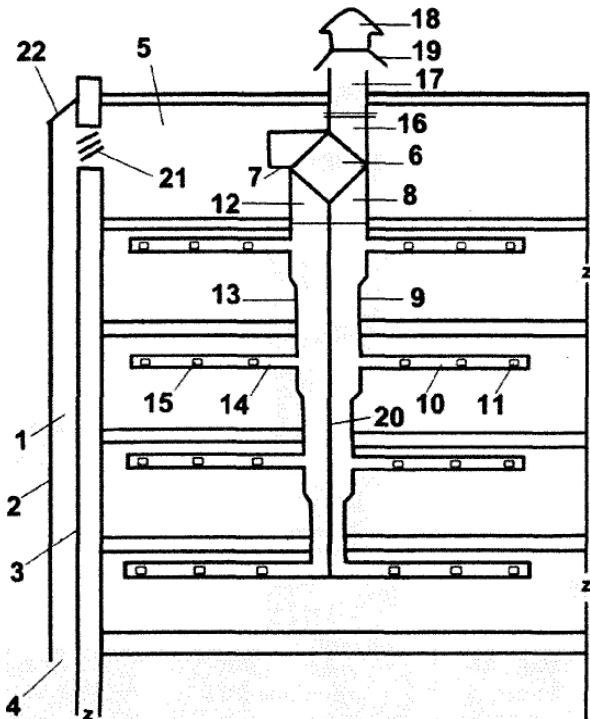
По данным комиссии ЮНЕСКО инженерные системы зданий являются одним из наиболее энергоёмких объектов, где на цели теплоснабжения, отопления и вентиляции расходуется около 40% всего добываемого твёрдого и газообразного топлива.

Объёмы строительства новых зданий не сокращаются, и ежегодное потребление энергии непрерывно возрастает, особенно в странах с умеренно-холодным климатом, к которым относится и Республика Беларусь. Создание современных зданий с эффективным использованием энергии от внешних источников, использованием теплоты солнечной радиации и других естественных источников, утилизация вторичных энергоресурсов наряду с усилением теплозащиты конструкций наружных ограждений, оптимизацией объёмно-планировочных решений являются стратегическими направлениями снижения энергоёмкости национального валового продукта в градостроительстве.

Научные исследования в области совершенствования строительной энергетики, создания новых современных типов зданий, разработки более совершенных конструкций теплотехнического оборудования и методов их расчета и проектирования в условиях обострения мирового энергетического кризиса являются актуальными и приоритетными.

## Основная часть

Инновационная научная разработка энергоресурсоэффективного тепло-воздухоснабжения зданий выполнена в Полоцком государственном университете по патенту №8381 [1]. Рекуперативное устройство приточно-вытяжной вентиляции здания, представленное схематично на рисунке 1, разработано с многоступенчатым эффектом утилизации теряемой зданием теплоты:



– через вентилируемый навесной светопрозрачный фасад с отбором трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через вертикальные конструкции наружных стен и окон;

*Рисунок 1 – Рекуперативное устройство приточно-вытяжной вентиляции здания*

– через тёплый чердак, превращённый в объёмную секционную приточную вентиляционную камеру с отбором теплоты, теряемой зданием через горизонтальные конструкции перекрытия верхнего этажа и теплопоступления за счёт солнечной радиации через верхнее покрытие здания;

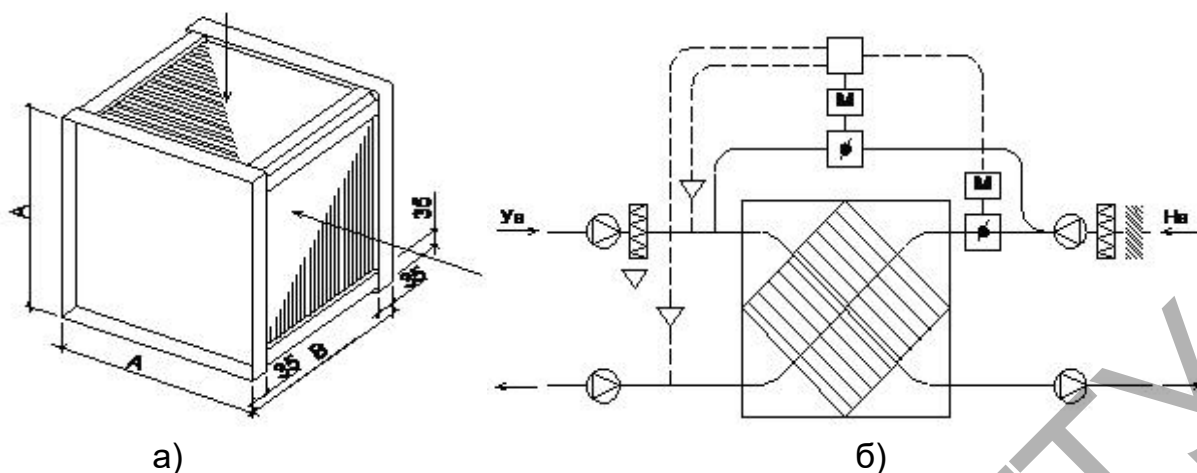
– через рекуперативный пластинчатый теплоутилизатор, установленный в объёме чердака, с отбором теплоты вытяжного вентиляционного воздуха;

– через контактные поверхности приточных и вытяжных вертикальных воздухопроводов.

Для утилизации низкопотенциальных вторичных тепловых отходов, каким является вытяжной вентиляционный воздух, в теплотехнике наилучшее применение нашли рекуперативные поверхностные теплоутилизаторы диагонального перекрестно-точного типа с просветом между пластинами до  $l = 10$  мм и толщиной пластин из металла от  $\delta = 0,2$  до  $0,5$  мм. Конструкция и схема компоновки такого теплообменника представлена на рисунке 2. В корпусе теплообменника предусматривается штуцер для присоединения конденсатоотводящей трубы. В качестве материала пластин используется стальной лист, алюминий, медь и их сплавы в виде фольги. Кроме того, в некоторых теплообменниках применяют полиэтиленовые плёнки, стекло и другие теплопроводящие материалы.

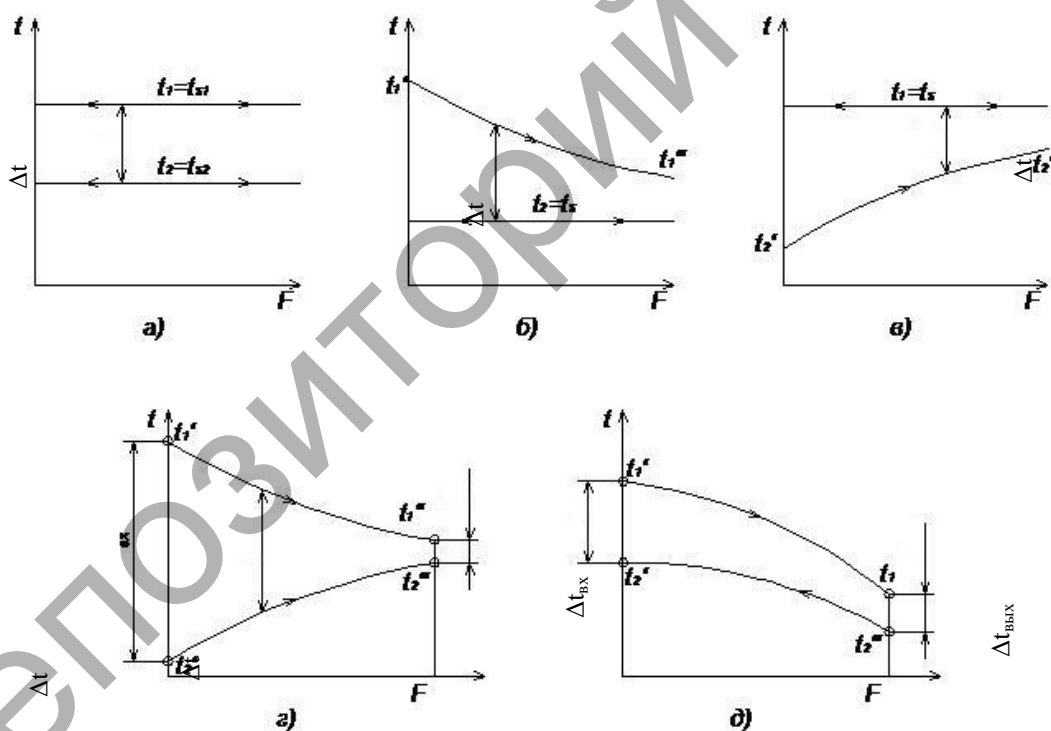
В зависимости от взаимного направления потоков теплоносителей различают прямой противоток, перекрестный ток, смешанный ток, а также сложные схемы тока.

В рекуперативных теплообменниках изменения температуры теплоносителей в графическом изображении представлены на рисунке 3 [2]. В практике эксплуатации теплоутилизаторов в наиболее распространённом случае воздухонагреватели подогревают наружный воздух с начальной отрицательной температурой. Во избежание замерзания теплоутилизационные установки оборудуются автоматикой безопасности от замерзания и инееобразования так, как это показано на рис. 2б [3].



**Рисунок 2** – а) схема перекрестно-точного пластинчатого рекуперативного теплообменника; б) схема компоновки диагонального теплообменника в установке с учетом исключения инееобразования

Расчёт воздухо-воздушных теплоутилизаторов производится с учётом различных условий работы. Теплоутилизатор может работать в режиме «сухого» теплообмена, а так же с выпадением конденсата на всей или части теплообменной поверхности.



**Рисунок 3** – Изменение температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике: а) при фазовых превращениях обоих теплоносителей (конденсация одного, испарение другого); б) при испарении нагреваемого теплоносителя; в) при конденсации греющего теплоносителя; г) при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений; д) при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений

Рассмотрим работу теплоутилизатора на I-d диаграмме [4]. Термодинамическое состояние влажного воздуха на входе в теплообменник характеризуется точкой 1в с параметрами  $t_{1в} = 20^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 15\%$ ,  $d = 2\text{г/кг}$ ,  $l = 26\text{ кДж/кг}$ .

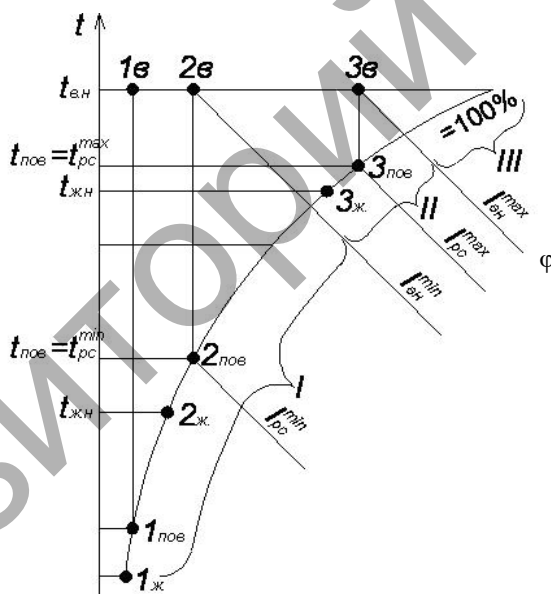
Опускаясь из точки 1в по линии  $d=\text{const}$  на пересечении с линией  $\varphi = 100\%$  получим точку росы при температуре воздуха у поверхности жидкости в точке 1пов, а чуть ниже и температуру самой жидкости в точке 1к. В данном случае  $t_{рс} = t_{ж.н}$  и соответственно  $l_{рс} = l_{ж.н}$ , при этом относительный перепад энтальпий  $\theta_{рсл}$  будет равен нулю, т.е.

$$\theta_{рсл} = \frac{l_{рс} - l_{ж.н.}}{l_{вн} - l_{ж.н.}} = 0,$$

где  $l_{ж.н}$  – энтальпия насыщенного воздуха при температуре  $t_{ж.н}$ , кДж/кг.

Поскольку для точки 1в величина  $\theta_{рсл}=0$ , то в данном случае теплоутилизатор работает в «сухом» режиме теплообмена (рисунок 4). Далее рассмотрим точку 2 в на  $l$ - $d$  диаграмме (рисунок 4) при той же температуре  $t_{в}=20^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi=50\%$ ,  $d=7\text{г/кг}$ ,  $l=37,59$  кДж/кг. Тогда на поверхности теплоутилизатора с некоторых значений ( $d_{рс}^{\min}, t_{рс}^{\min}, l_{рс}^{\min}$ ) влажного воздуха начнет конденсироваться пар.

Параметры точки 2в соответствуют условию, когда в наиболее холодной части теплоутилизатора температура поверхности  $t_{пов}$  становится равной температуре точки росы  $t_{рс}$ , соприкасающегося с ней влажного воздуха, который характеризуется относительным перепадом энтальпий  $\theta_{рсл}^{\min}$ .



**Рисунок 4** –  $l$ - $d$  диаграмма с изображением параметров воздуха и жидкости для различных условий работы воздухоохладителя: I – «сухой» теплообмен; II – конденсация на части поверхности; III – конденсация на всей поверхности

При дальнейшем увеличении первоначальной влажности и достижения термодинамического состояния, соответствующего точке 3в (рисунок 4) ( $d_{рс}^{\max}, t_{рс}^{\max}, l_{рс}^{\max}$ ) на всей поверхности теплообмена в теплоутилизаторе будет выпадать конденсат. Такое состояние влажного воздуха характеризуется относительным перепадом энтальпий  $\theta_{рсл}^{\max}$ .

Расчет пластинчатого воздухо-воздушного теплоутилизатора выполним по рекомендациям [4] в следующей последовательности:

1. По таблице 3.2 [1, с.89] при просвете  $l=10\text{мм}$ ,  $F_v=196\text{м}^2$ ,  $f_{уд}=0,985\text{м}^2$ ,  $D_{экв}=20\text{мм}$  и габаритах теплообменника  $1,0\text{Ч}1,0\text{Ч}1,0\text{м}$  определим

$$f = 1,041,040,985 = 0,985 \text{ м}^2;$$

$$\text{и } F = F_1 = F_2 = F_v \cdot V = 196 \cdot 1 \cdot 1 = 196 \text{ м}^2.$$

2. Определим массовую скорость движения воздуха в живом сечении теплообменника

$$(\omega\rho)_e = \frac{G}{3600 \cdot f} = \frac{13662}{3600 \cdot 0,985} = 3,85.$$

3. Плотность воздуха

$$\text{при } t_{H1} = +20^\circ\text{C } \rho_1 = \frac{353}{273 + 20} = 1,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{при } t_{H1} = -5^\circ\text{C } \rho_2 = \frac{353}{273 - 5} = 1,32 \text{ кг/м}^3.$$

4. Скорость потоков удаляемого вытяжного и приточного наружного

$$\omega_1 = \frac{(\omega\rho)_e}{\rho} = \frac{3,85}{1,2} = 3,2 \text{ м/с}; \quad \omega_2 = \frac{(\omega\rho)_e}{\rho} = \frac{3,85}{1,32} = 2,9 \text{ м/с}.$$

5. Определим значения критерия Re

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot D_{\text{экв}}}{\nu_1} = \frac{3,2 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 4249;$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot D_{\text{экв}}}{\nu_2} = \frac{2,9 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{12,86 \cdot 10^{-6}} = 4510.$$

6. Определяем критерий Nu

$$Nu_1 = \frac{\alpha \cdot D_{\text{экв}}}{\lambda} = 1,99 \cdot Re_1^{0,09} \cdot P_4^{0,33} = 1,99 \cdot 4249^{0,09} \cdot 0,73^{0,33} = 1,99 \cdot 2,12 \cdot 0,89 = 3,75$$

$$Nu_2 = 1,99 \cdot 4510^{0,09} \cdot 0,71^{0,33} = 1,99 \cdot 2,13 \cdot 0,89 = 3,77.$$

7. Определяем коэффициент теплообмена  $\alpha$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1 \cdot Nu_1}{D_{\text{экв}}} = \frac{2,59 \cdot 10^{-2} \cdot 3,75}{20 \cdot 10^{-3}} = 4,85;$$

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2 \cdot Nu_2}{D_{\text{экв}}} = \frac{2,4 \cdot 10^{-2} \cdot 3,77}{20 \cdot 10^{-3}} = 4,52.$$

8. Значение коэффициента теплообмена можно принять по таблице 3.6 [4, с.95] без расчета при  $l$  просвета, равным 10, и  $(\omega\rho)_e = 3,85$  при интерполяции получим

$$\alpha = \frac{11,9 + 21,8}{2} = 16,85 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

9. Определяем коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/\alpha + 1/\alpha} = \frac{1}{1/16,85 + 1/16,85} = \frac{1}{0,12} = 8,33 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

10. Коэффициент теплопередачи  $K_y$  с учетом тепломассообмена

$$K_y = \frac{1}{\frac{c_g}{c_H \cdot \alpha_1} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{1}{\frac{1}{2,084 \cdot 16,85} + \frac{1}{16,85}} = \frac{1}{0,028 + 0,059} = 11,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

11. Определим безразмерные параметры

$$Fo^1 = \frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_e} = \frac{3,6 \cdot 8,33 \cdot 196}{13662 \cdot 1} = \frac{5877,6}{13662} = 0,43;$$

$$W_1 = \frac{G_1 \cdot c_e}{G_2 \cdot c_e} = \frac{13662 \cdot 1}{13662 \cdot 1} = 1;$$

$$Fo'_1 = \frac{K_1 \cdot F}{G_1 \cdot c_{нас}} = \frac{3,6 \cdot 11,5 \cdot 196}{13662 \cdot 2,084} = \frac{8114,4}{28471,6} = 0,285;$$

$$W_1' = \frac{G_1 \cdot c_{нас}}{G_2 \cdot c_e} = \frac{13662 \cdot 2,084}{13662 \cdot 1} = 2,084.$$

12. По известным значениям  $Fo'$  и  $W_1$  определим по графику рисунок 3.12 [4] величину  $\theta t$

$$\theta t = 0,35;$$

13. По формулам 3.25 [4]

$$\theta_{pcl} = \frac{I_{pc} - I_{ж.н}}{I_{вн} - I_{ж.н}} = \frac{25,96 - 1,26}{37,59 - 1,26} = 0,68.$$

14. По формуле 3.42 [4]

$$\theta_{pct}^{\min} = \frac{1 - \theta_{pct}^{\min} (1 + \alpha_e / K')}{\alpha_e / K'} \quad \text{или}$$

$$\theta_{pct}^{\min} = \frac{(1 - \theta_{pct}^{\min}) \cdot \alpha_1 / \alpha_2}{1 + \alpha_1 / \alpha_2} = \frac{(1 - 0,35) \cdot 16,85 / 16,85}{16,85 / 16,85} = 0,325.$$

15. По формуле 3.43 [4]

$$\theta_{pcl} = \frac{I_{pc}^{\min} - I_{ж.н}}{I_{вн}^{\min} - I_{ж.н}} = \frac{c_{нас} (t_{вн} - t_{ж.н})}{I_{вн}^{\min} - I_{ж.н}} = 0,325 \cdot \frac{2,084 \cdot (20 + 5)}{27,63 - 1,26} = 0,64.$$

16. По формуле 3.40 [4]

$$\theta_{pcl}^{\max} = \frac{1 + \theta_1^{\max} \cdot \frac{G_1}{G_2} \cdot \frac{\alpha_2}{\alpha_1}}{1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot \frac{c_e}{c_{нас}}} = \frac{1 + 0,35 \cdot \frac{13662}{13662} \cdot \frac{16,85}{16,85}}{1 + \frac{16,85}{16,85} \cdot \frac{1}{2,084}} = \frac{1,35}{1,48} = 0,91.$$

Так как  $\theta_{pcl}^{\min} = 0,321 < \theta_{pcl} = 0,68 < \theta_{pcl}^{\max} = 0,91$ , то пар конденсируется на части его поверхности.

17. Определяем  $t_{pc}^{\min} = \theta_{pct}^{\min} (t_{н1} - t_{н2}) = 0,325(20 + 5) = 8,125$  °С и соответствующую ему энтальпию удаляемого воздуха  $I_{н1}^{\min} = 27,63$  кДж/кг при  $t_{н} = +20$  °С.

18. Определим параметр  $A$  по формуле 2.28 [4]

$$A = c_e \cdot t_{pc} \cdot \theta_{pcl} + I_{ж.н} (1 - \theta_{pcl}) = c_e \cdot t_{вн} \cdot \theta_{pcl}^{\max} + I_{н2}^{\max} (1 - \theta_{pcl}^{\max}) =$$

$$= 1 \cdot 20 \cdot 0,91 + 1,26(1 - 0,91) = 18,2 + 0,113 = 18,31.$$

19. По графику рисунок 3.11 [4] находим отвечающее ему при  $\theta_{pcl}^{\max} = 0,91$  значение влагосодержания удаляемого воздуха  $d_{pc}^{\max} = 12,5$  г/кг, при котором на всей поверхности теплообменника будет выпадать конденсат.

20. Соответствующая значению  $d_{pc}^{\max}$  начальная энтальпия удаляемого воздуха определится из выражения

$$I_{H1}^{\max} = q_{KH} \cdot d_{pc}^{\max} + c_e \cdot t_{pc} = 2,5289 \cdot 12,5 + 1 \cdot 20 = 31,61 + 20 = 51,61 \text{ кДж/кг.}$$

21. Определяем  $\theta_{t2}^{\max}$  по каналу приточный воздух в режиме работы теплообменника с выпадением конденсата на всей поверхности

$$\theta_{t2}^{\max} = \frac{\theta_{H1}^{\max} (I_{H1}^{\max} - I_{H2}^{\max}) G_1}{G_2 \cdot c_e (t_{H1} - t_{H2})} = \frac{0,455(51,61 - 1,26) \cdot 13662}{13662 \cdot 1(20 + 5)} = \frac{22,91}{25} = 0,916.$$

22. Определяем  $\theta_{t2}^{\min}$  для режима сухого теплообмена

$$\theta_{t2}^{\min} = \frac{\theta_{H1}^{\min} \cdot G_1}{G_2} = \frac{0,35 \cdot 13662}{13662} = \frac{22,91}{25} = 0,35.$$

23. Определим величину  $\overline{\theta}_{pcl}$

$$\overline{\theta}_{pcl} = \frac{\theta_{pcl} - \theta_{pcl}^{\min}}{\theta_{pcl}^{\max} - \theta_{pcl}^{\min}} = \frac{0,68 - 0,325}{0,91 - 0,325} = \frac{0,355}{0,585} = 0,61.$$

24. По значению  $\overline{\theta}_{pcl} = 0,61$  определим величину  $\overline{\theta}_t$  по графику рисунок 3.17 [4]

$$\overline{\theta}_t = 0,2.$$

25. По формуле 3.51 [4, с. 117] определяем  $\theta_{t2}$  по каналу приточного воздуха в режиме с выпадением конденсата

$$\theta_{t2} = \theta_{t2}^{\min} + \overline{\theta}_t \cdot (\theta_{t2}^{\max} - \theta_{t2}^{\min}) = 0,35 + 0,2(0,916 - 0,35) = 0,46.$$

26. Определяем температуру приточного воздуха после теплоутилизатора

$$t_{k2} = t_{H2} + \theta_{t2} (t_{H1} - t_{H2}) = (-5) + 0,46 \cdot (20 + 5) = 11,5 - 5 = 6,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

27. Удаляемый воздух при конечной энтальпии  $I_{k1}$  определяется по формуле

$$I_{k1} = I_{H1} - \frac{(t_{k2} - t_{H2}) \cdot G_2 \cdot c_e}{G_1} = 37,59 - \frac{(6,5 + 5) \cdot 13662 \cdot 1}{13662} = 26,09 \text{ кДж/кг.}$$

28. Определяем температуру поверхности теплообмена на входе приточного наружного воздуха в теплоутилизатор

$$t_{\text{пос}} = \frac{(I_{k1} - e_1) \frac{\alpha_1}{c_e} + t_{H2} \cdot \alpha_2}{\alpha_2 + \frac{c_{\text{нас}}}{G_e} \cdot \alpha_1} = \frac{(26,09 - 8,37) \frac{16,85}{1} + 5 \cdot 16,85}{16,85 + \frac{2,084}{1} \cdot 16,85} = \frac{298,6 - 84,25}{51,96} = 4,12 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Так как температура поверхности теплообмена на входе приточного наружного воздуха выше  $0^\circ\text{C}$ , то выпадающий на поверхности теплоутилизатора конденсат замерзнуть не будет.

## Заключение

Анализируя и обобщая представленные материалы, можно сделать выводы.

Инновационная разработка технологии тепловоздухоснабжения теплых чердачных зданий по патенту №8381 отличается от всех известных аналогов простотой конструктивного исполнения и характеризуется высокой степенью энергоресурсосбережения благодаря многокомпонентной схеме снижения энергопотребления от внешних источников за счет трехкратной рекуперации вторичных энергоресурсов и использования природной теплоты солнечной радиации.

Как показали теоретические исследования и аналитические расчеты на использование только одной ступени рекуперации, за счет утилизации теплоты удаляемого вытяжного вентиляционного воздуха можно значительно минимизировать нагрузку на систему отопления. При использовании пластинчатых воздухо-воздушных теплоутилизаторов в системе вентиляции зданий можно нагреть приточный наружный воздух с  $t_n = -5^\circ\text{C}$  до температуры  $t_p = +6,5^\circ\text{C}$ . Если средняя температура наружного воздуха за отопительный период по Республике Беларусь составляет более  $t_n = -2^\circ\text{C}$ , а начало отопительного сезона начинается при наружной температуре  $t_n = +8^\circ\text{C}$ , то с учетом бытовых теплопоступлений расходы на отопление зданий от внешних источников теплопотребления практически полностью обнуляются. Дополнительная информация по энергоресурсосбережению жилых зданий более подробно изложена в работах [5–10].

## Список литературы

1. Патент № 8381, Республика Беларусь, МПК F24D7/00/. Рекуперативное устройство приточно-вытяжной вентиляции здания / Липко В.И., Липко С.В.; заявитель и патентообладатель Полоцкий государственный университет. - №и20120004; заявл. 01.02.2012; опубл. 04.03.2012г. / 4 с.: ил.
2. Бажан, П.И. и др. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е.Каневец, В.М.Селиверстово – М. : Машиностроение, 1989. – 367 с.
3. Баркалов, Б.В., Карпис, Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. Стройиздат, 1982. – 312 с.
4. Богословский, В.Н., Поз, М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М. Стройиздат, 1983. – 320 с., ил.
5. Липко, В.И. Энергоресурсоэффективное тепловоздухоснабжение гражданских зданий. В 2-х томах. Т.1 – Новополоцк: Полоцкий государственный университет, 2004. – 212 с.: ил.
6. Липко, В.И., Ланкович, С. В. Инновационная модернизация технологических чердаков с использованием вторичных и природных энергоресурсов для тепловоздухоснабжения зданий: материалы Международной научно-практической интернет-конференции «Энергосберегающие технологии теплогазоснабжения, строительства и муниципальной инфраструктуры». – Харьков, 2013. – с. 98–100.
7. Липко, В.И., Ланкович, С.В. Энергоресурсоэффективная реструктуризация систем тепловоздухоснабжения чердачных зданий. Материалы Международной научно-практической конференции «Архитектура, строительство, транспорт»/ Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ). – Омск, 2015.
8. Липко, В.И., Лапезо, А.С., Ланкович, С.В. Энергоресурсоэффективное тепловоздухоснабжение чердачных зданий. Вестник науки и образования северо-запада России материалы Первой Международной научно-практической конференции «Инновации в науке, производстве и образовании», Калининградский государственный технический университет, Калининград, 2015.
9. Липко, В.И., Ланкович, С.В. Инновационная модернизация систем тепловоздухоснабжения чердачных зданий по критерию энергосбережения. Вестник Брестского государственного технического университета. Водохозяйственное строительство, теплоэнергетика и геоэкология – 2015.– № 2.–с.52–55.
10. Технологический чердак здания: патент 9618и. Республика Беларусь, МПК (2006.01) E04H1/02/ В.И. Липко, Е.С. Добросольцева, С.В. Липко, С.В. Ланкович; заявитель Полоцкий государственный университет. - №и20130302; заявл. 09.04.2013; опубл. 30.10.2013 // Афіцыйны бюл / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці.- 2013.