

## КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ УСТАНОВКИ СО ВСТРАИВАЕМЫМ ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

### COMPREHENSIVE MODELING OF A SUPPLY AND EXHAUST AIR UNIT WITH AN INTEGRATED HEAT PUMP

Рассматриваются результаты имитационного моделирования системы утилизации теплоты на базе воздушного теплового насоса (ВТН), встраиваемого в приточно-вытяжную установку (ПВУ) системы вентиляции. Получены зависимости работы встраиваемого ВТН в ПВУ при различных ее компоновках. Снижение температуры наружного воздуха оказывает существенное влияние на коэффициент преобразования энергии (КПЭ) ВТН. В ПВУ с утилизатором «воздух–воздух» при установке конденсатора ВТН в канале приточного воздуха после утилизатора, а испарителя в канале вытяжного воздуха до него КПЭ со снижением температуры наружного воздуха возрастает, но при переносе испарителя за утилизатор «воздух–воздух» КПЭ снижается. Внедрение ВТН в ПВУ сопровождается возросшим аэродинамическим сопротивлением, на преодоление которого необходима дополнительная электрическая мощность, подводимая к вентиляторам, что снижает КПЭ холодильной машины. Применение ВТН в составе ПВУ дает повышение температурной эффективности вентиляционной установки на 15–30 %, а совместное применение ВТН с утилизатором «воздух–воздух» позволяет снизить энергозатраты на 25–60 %.

*Ключевые слова:* вентиляция, утилизация теплоты, воздушный тепловой насос.

The article discusses the results of simulation modeling of a heat recovery system based on an air-to-air heat pump (AHP) integrated into an air handling unit (AHU) ventilation system. The dependences of the operation of the built-in AHP in the AHU with their various layouts are obtained. A decrease in outdoor air temperature has a significant effect on the coefficient of performance (COP) of AHP. In an AHU with an air-to-air utilizer, when installing the AHP condenser in the supply air duct after the utilizer, and the evaporator in the exhaust air duct before it, the COP increases with a decrease in outdoor air temperature, but when the evaporator is transferred behind the air-to-air utilizer, the COP decreases. The introduction of AHP into the AHU is accompanied by increased aerodynamic drag, which requires additional electrical power supplied to the fans, which reduces the efficiency of the refrigerating machine. The use of AHP as part of the AHU increases the temperature efficiency of the ventilation unit by 15–30 %, and the combined AHP with the air-to-air utilizer reduces energy consumption by 25–60 %.

*Keywords:* ventilation, heat recovery, air heat pump.

#### Введение

Тепловые насосы (ТН) можно назвать трансформаторами теплоты, которые «перекачивают» ее от низкого температурного потенциала к источнику более высокого потенциала. Внедрение ТН в приточно-вытяжные установки позволяет существенно сократить расход энергии, затрачиваемой

на нагрев приточного воздуха [1–9]. Высокая эффективность холодильного оборудования в системах вентиляции связана с относительно небольшой степенью сжатия хладагента, которая во многом определяет качество работы ТН [10]. В данном исследовании рассматриваются тепловые насосы, для которых низкопотенциальным источни-

ком теплоты выступает удаляемый вентиляционный воздух. В связи с тем, что в процессе эксплуатации вентиляционных агрегатов параметры наружного воздуха меняются, целесообразно выполнять моделирование приточно-вытяжной установки (ПВУ) со встраиваемым воздушно-тепловым насосом (ВТН) на нерасчетных режимах.

### Методы

Для анализа работы теплового насоса в составе приточно-вытяжной вентиляционной установки разработана математическая модель, для которой был написан программный код на алгоритмическом языке Python. Он включает в себя программы для расчета параметров цикла теплового насоса, его теплообменных аппаратов, коэффициентов теплоотдачи, теплофизических свойств хладагентов и воздуха.

Для определения коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента было использовано уравнение Д. Чэддока и Д. Чэйто, полученное на базе зависимости Нуссельта [11, 12]:

$$a_c = 0,564 \sqrt{\frac{r\rho^2\lambda^3}{\mu d_{\text{вн}} \Delta t}}, \quad (1)$$

где  $r$  — теплота парообразования фреона, Дж/кг;  $\lambda$  — теплопроводность хладагента, Вт/м·К;  $\rho$  — плотность хладагента, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости, Па·с;  $d_{\text{вн}}$  — внешний диаметр трубки теплообменника, м;  $\Delta t$  — тепловой напор при конденсации насыщенного или перегретого пара.

В зависимости от числа рядов труб теплообменных аппаратов по ходу движения воздуха, длины труб и их диаметра для определения коэффициента теплоотдачи от воздуха к основной поверхности трубы применяются следующие критериальные уравнения [12]:

- критериальное уравнение А. А. Гоголина

$$\text{Nu} = \nu \text{Re}^n \left( \frac{L}{d_{\text{эк}}} \right)^m; \quad (2)$$

- критериальное уравнение В. С. Ивановой

$$\text{Nu} = \nu \text{Re}^{0,356+0,0098 \left( \frac{L}{d_{\text{М}}} \right)}; \quad (3)$$

- критериальное уравнение Э. С. Карасиной

$$\text{Nu} = \nu \text{Re}^n \left( \frac{d_o}{S_p} \right)^{-0,54} \left( \frac{h_p}{S_p} \right)^{-0,11} 0,85; \quad (4)$$

- уравнение Мэцумура и Удзухаси

$$a_2 = 18w_2^{0,578}, \quad (5)$$

где  $\nu$ ,  $n$ ,  $m$  — численные величины;  $L$  — длина пластины теплообменника по ходу движения воздуха, м;  $d_{\text{эк}}$  — эквивалентный диаметр канала, м;  $S_p$  — шаг пластин, м;  $h_p$  — высота пластины, м;  $d_o$  — диаметр наружной оребренной поверхности.

Для расчета коэффициента температурной эффективности воздушно-воздушного утилизатора применялось уравнение

$$k_{\text{эф}} = \frac{NTU}{1+1,137NTU}, \quad (6)$$

где  $NTU$  — безразмерное число единиц переноса теплоты для теплоутилизационного оборудования.

- В рассматриваемой задаче

$$NTU = \frac{3600 \cdot K \cdot F}{L \cdot c \cdot p}, \quad (7)$$

где  $L$  — объемный расход воздуха в приточно-вытяжной установке, м<sup>3</sup>/ч;  $c$  — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);  $K$  — коэффициент теплопередачи соответствующего теплообменника, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $p$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Расчет коэффициента теплоотдачи для воздушно-воздушного утилизатора проводился с использованием уравнения [13–15]:

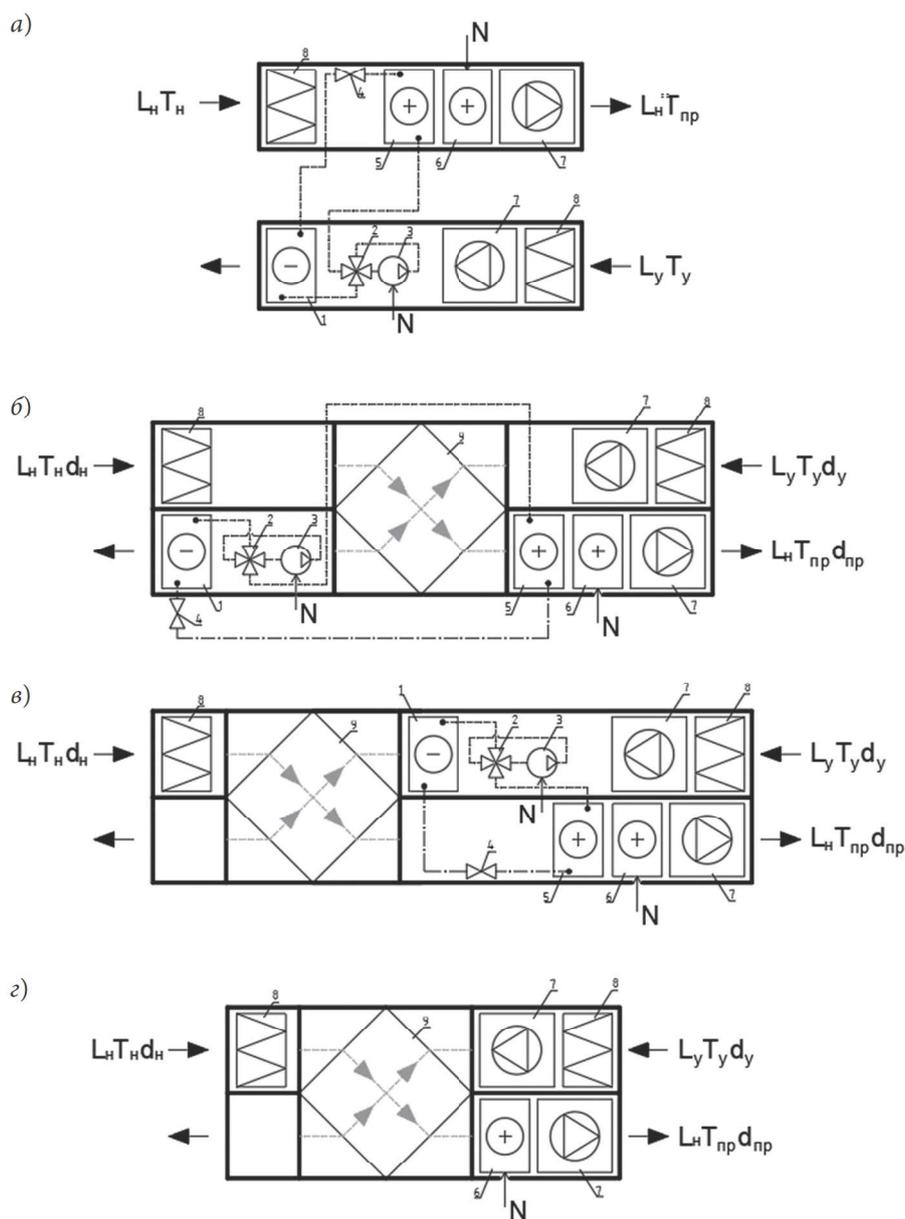
$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43}, \quad (8)$$

где  $\text{Re}$  — число Рейнольдса для воздуха;  $\text{Pr}$  — число Прандтля для воздуха, равное 0,7.

Исследуемые приточно-вытяжные установки со встраиваемым ТН и без него показаны на рис. 1. Встраиваемая теплонасосная установка без регулирования производи-

тельности включает в себя воздушный конденсатор и испаритель с медными трубками. Место установки испарителя и конденсатора варьируется в зависимости от исследуемой компоновки. Поверхность теплообмена кон-

денсатора состоит из четырех рядов медных трубок 14×0,4 мм с пластинчатым оребрением. Шаг пластин 15 мм. Температурная эффективность пластинчатого утилизатора для компоновок *a*, *b* и *в* составляла в сред-



Условные обозначения

- пары хладагента
- .-.-.- конденсат хладагента

Рис. 1. Компоновки приточно-вытяжных установок: *a*, *б* — со встраиваемым тепловым насосом; *в* — стандартного исполнения с электрическим воздушонагревателем; 1 — испаритель теплового насоса; 2 — четырехходовой клапан; 3 — компрессор; 4 — терморегулирующий вентиль; 5 — конденсатор; 6 — электрический воздушонагреватель; 7 — вентилятор; 8 — фильтр; 9 — утилизатор теплоты приточно-вытяжной установки

нем 51 %, а сам пластинчатый рекуператор состоит из 119 пластин шириной 1 м с шагом 9 мм. Температура вытяжного воздуха 24 °С с относительной влажностью 40 %, нагреваемая среда — наружный воздух с переменной температурой от -16 до +6 °С с относительной влажностью 90 %. Необходимая температура подаваемого в помещение приточного воздуха +18 °С. Скорость воздуха в «живом» сечении трубного пучка составляет 6,3 м/с при расходе 5000 м<sup>3</sup>/ч. В качестве рабочего тела теплового насоса применялся хладагент R134a.

Тепловой насос может быть установлен в приточную и вытяжную установки как единственный утилизатор (рис. 1, а) и является самым простым и легко реализуемым. Исследования показали [4], что даже в таком случае тепловой насос без регулируемой

производительности позволяет значительно уменьшить количество энергии, затрачиваемой на нагрев приточного воздуха. Однако существенный выигрыш в ее экономии наблюдается на ограниченном диапазоне температур наружного воздуха. Особенностью компоновок а и в является то, что температура высокопотенциального источника выше, чем температура низкопотенциального.

### Результаты

По результатам моделирования процессы изменения состояния воздушных потоков на стороне притока и вытяжки можно условно разбить на отдельные процессы, показанные на I-d-диаграмме. На рис. 2 показаны процессы для компоновок б и в при температуре наружного воздуха -6 °С. Для обеих компоновок: процесс I-II — нагрев наружного воздуха в утилизаторе «воздух-воздух»,

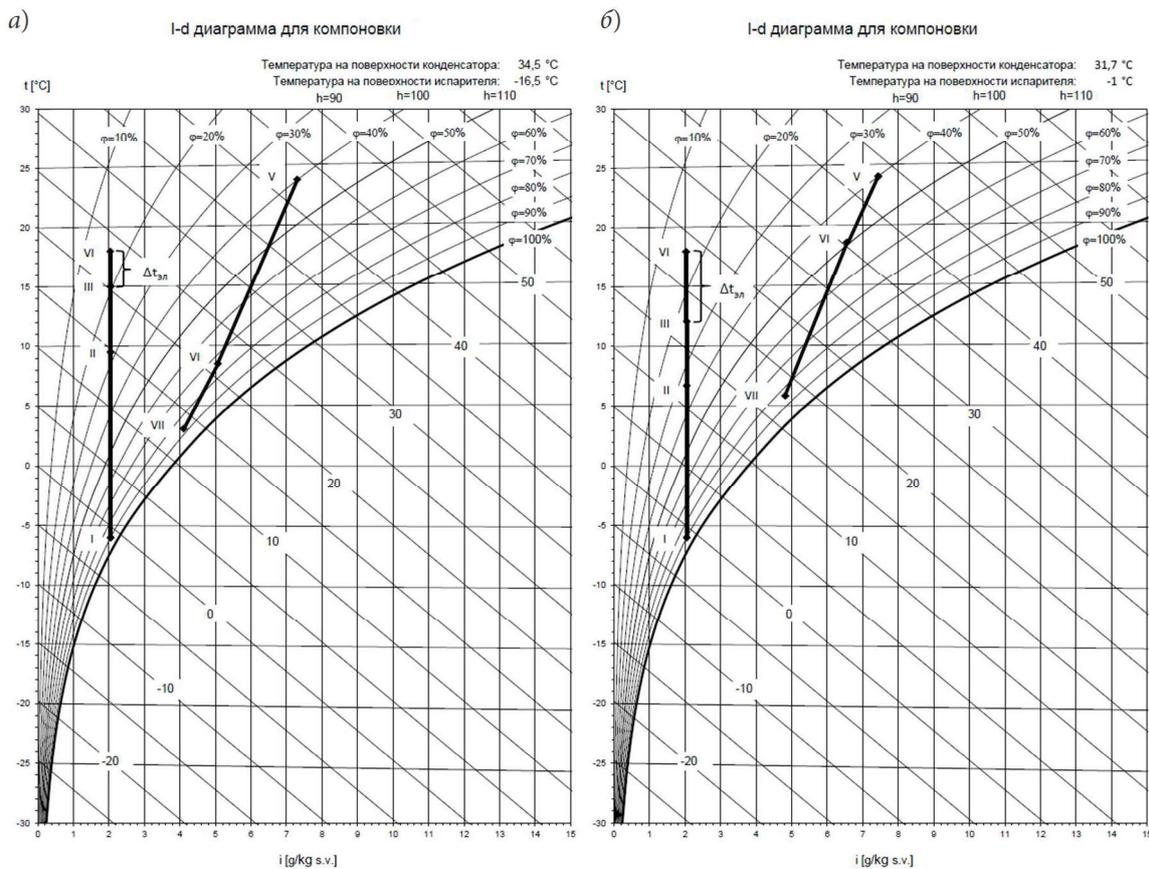


Рис. 2. Процессы изменения состояния наружного и вытяжного воздуха в приточно-вытяжных установках с пластинчатым перекрестноточным утилизатором и встраиваемым тепловым насосом

II–III — нагрев в конденсаторе теплового насоса, III–IV — нагрев в резервном электрическом воздухонагревателе. Из-за разного расположения испарителя в канале вытяжного воздуха для компоновки *б* процесс V–VI — охлаждение в испарителе, VI–VII — охлаждение в утилизаторе «воздух–воздух»; для компоновки *в* V–VI — охлаждение в утилизаторе «воздух–воздух», VI–VII — охлаждение в испарителе. Отличительной особенностью двух компоновок являются параметры воздуха при прохождении им испарителя и величина нагрева воздуха в электрическом воздухонагревателе —  $\Delta t_{эл}$ . Величина нагрева воздуха при прохождении им вентиляторов не учитывалась.

Компоновка *б* позволяет поддерживать требуемые параметры приточного воздуха без дополнительного нагрева в электрическом воздухонагревателе в диапазоне температур от +6 до +0,5 °C (рис. 3). Средний подогрев воздуха в конденсаторе составляет 5,32 °C.

В результате исследования получена зависимость подводимой электрической энергии

к приводу компрессора встраиваемого теплового насоса без регулируемой производительности от выбранной компоновки приточно-вытяжной установки. На рис. 4 представлены результаты моделирования, согласно которым наименьшая величина затрачиваемой электрической энергии на привод компрессора достигается при применении компоновки *а*.

Упрощенные процессы изменения состояния хладагента в цикле одноступенчатого теплового насоса для компоновок *б* и *в* при температуре наружного воздуха минус 6 °C показаны на рис. 5. Одним из факторов, влияющим на величину затрачиваемой тепловым насосом электрической энергии, является степень сжатия в компрессоре [10]. При расположении испарителя в канале вытяжного воздуха перед утилизатором «воздух–воздух» степень сжатия в компрессоре снижается с 5,7 до 2,9, что даёт существенную разницу в количестве электрической энергии, затрачиваемой на работу компрессора теплового насоса компоновок *б* и *в*. Особенностью компоновки *б* является относительное постоянство затрачи-

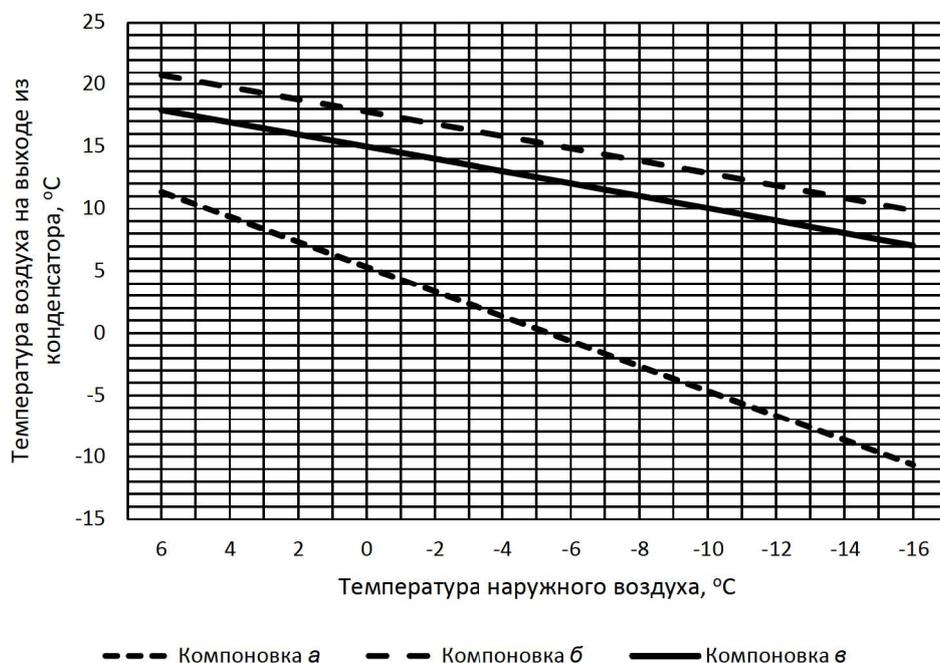


Рис. 3. Изменение температуры нагреваемой среды после конденсатора при расходе воздуха  $L = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$

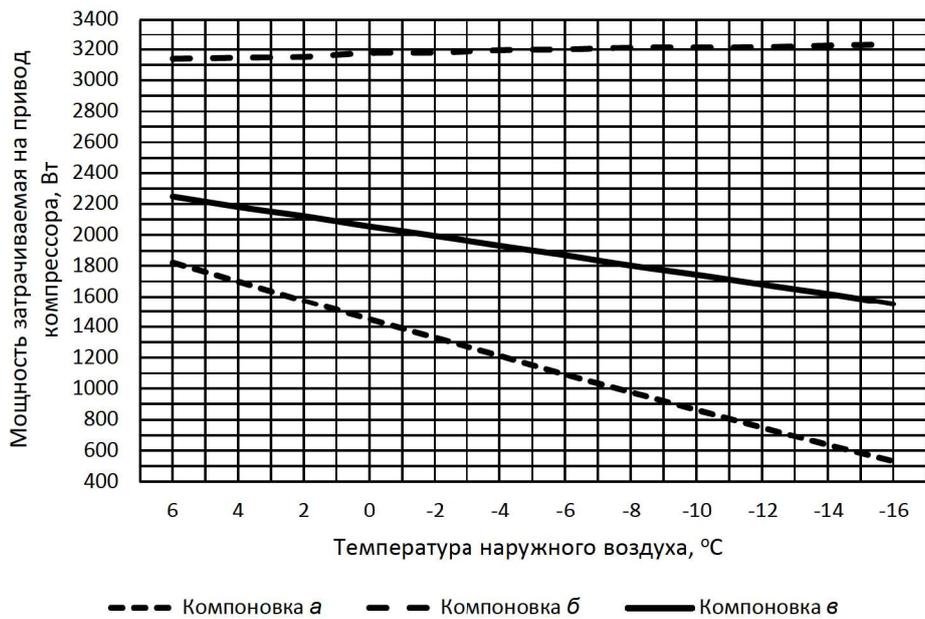


Рис. 4. Изменение электрической мощности, затрачиваемой на привод компрессора

ваемой электрической энергии компрессором, так как разность температур испарения и конденсации хладагента изменялась примерно на 0,04 °C при изменении температуры наружного воздуха на 1 °C.

Эффективность применения теплового насоса для компоновок б и в лучше всего характеризует коэффициент преобразования энергии (далее — КПЭ) [8]:

$$\text{КПЭ} = Q_m / N, \quad (9)$$

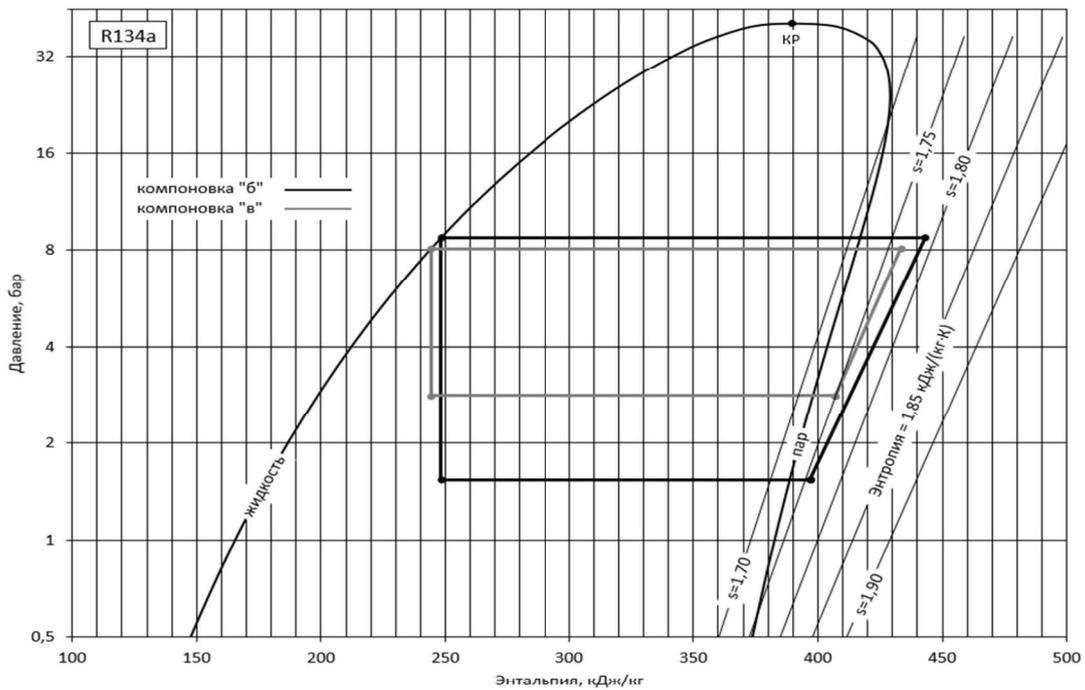


Рис. 5. Изменение состояния хладагента на диаграмме log p – h

где  $N$  — электрическая энергия, затрачиваемая на привод компрессора, Вт;  $Q_T$  — теплопроизводительность теплового насоса, Вт.

Данные о КПЭ для компоновки установки  $b$  представлены на рис. 6. При уменьшении расхода воздуха на 10 % в приточно-вытяжной установке компоновки  $b$  КПЭ сни-

жается на 0,2–1,0 %. При изменении расхода воздуха в компоновке  $b$  изменение КПЭ практически не наблюдается (рис. 7).

Эффективность утилизации теплоты установки компоновки  $a$  ниже, чем у пластинчатого утилизатора «воздух–воздух» (рис. 8), что подтверждает результаты иссле-

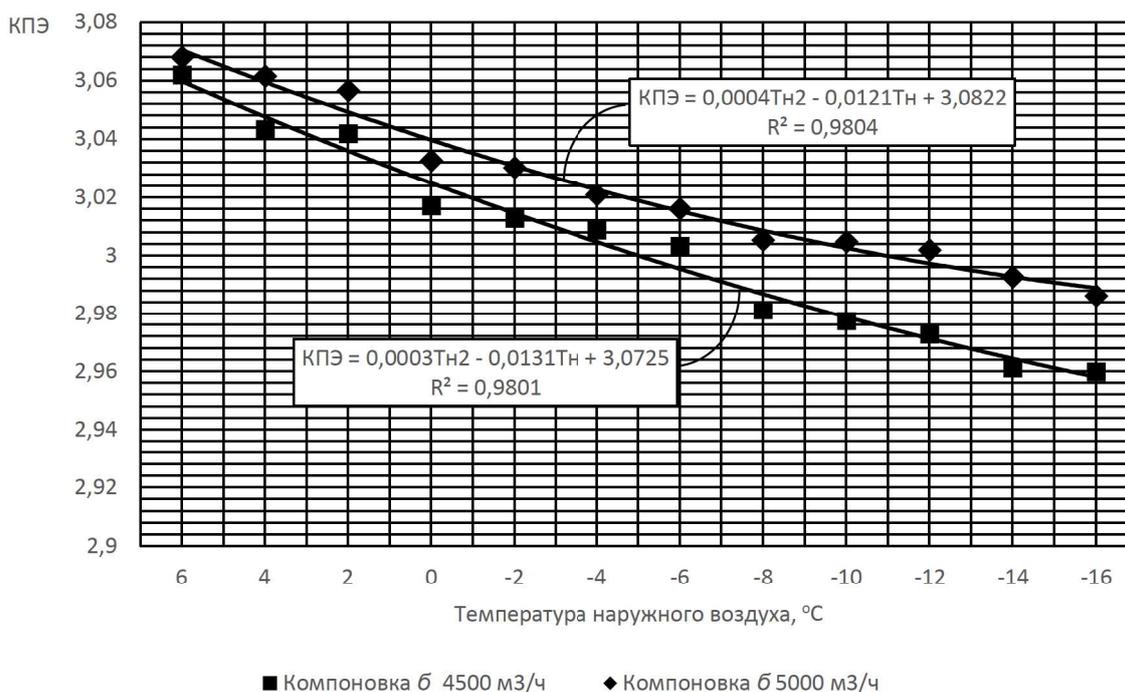


Рис. 6. Зависимость КПЭ от температуры наружного воздуха компоновки  $b$

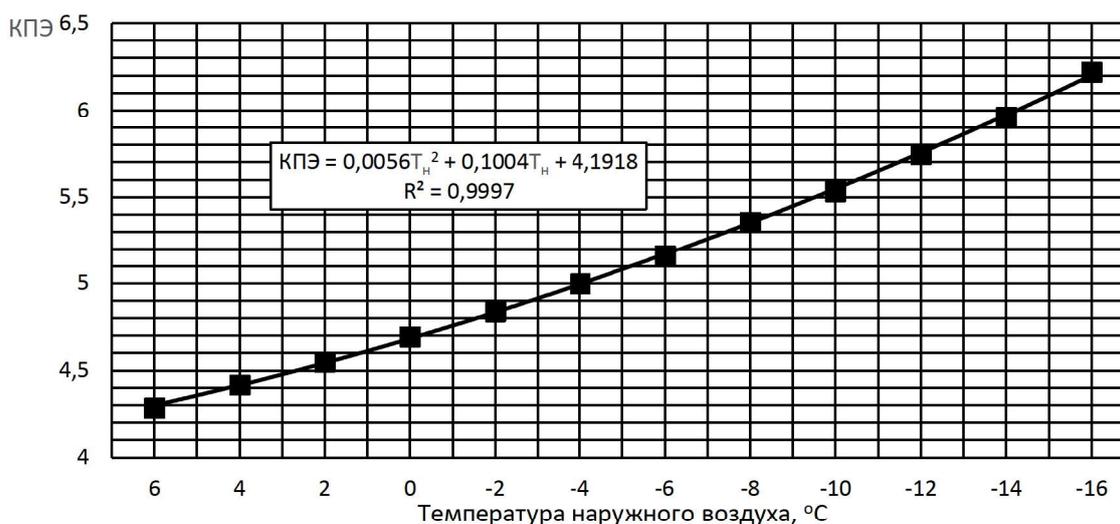


Рис. 7. Зависимость КПЭ от температуры наружного воздуха компоновки  $b$

дования [16]. Компоновка б показала наилучший результат.

Для каждой компоновки можно рассчитать собственный коэффициент температурной эффективности:

$$k_{\text{эф}}^{\text{пву}} = \frac{T_{11} - T_{\text{н}}}{T_{\text{в}} - T_{\text{н}}}, \quad (10)$$

где  $T_{11}$  — температура воздушного потока в канале приточного воздуха (после утилизатора «воздух–воздух», если он имеется) до прохождения им резервного источника теплоты.

Для объективного оценивания эффективности приточно-вытяжных установок со встраиваемым тепловым насосом необходимо рассматривать вентиляционные установки в целом и учитывать величину нагрева  $\Delta t_{\text{эл}}$  (см. рис. 2). Во всех случаях существует значение температуры наружного воздуха, когда рассматриваемый тепловой насос не в состоянии обеспечить требуемую температуру воздуха, подаваемого в помещение, поэтому необходимо внедрение резервного источника теплоты, например электрического воздушонагревателя. На рис. 9 приведены данные общего потребления электрической энергии приточно-вытяжными установками.

Несмотря на то что применение воздухо-воздушного утилизатора совместно с тепловым насосом увеличивает потребляемую электрическую мощность, такая комплектация позволяет существенно повысить эффективность утилизации теплоты. Компоновка с расположением испарителя в канале вытяжного воздуха после воздухо-воздушного утилизатора показала более высокую эффективность, однако, как показало исследование [17], в этом случае возникает риск обмерзания испарителя.

Для оценки эффективности внедрения теплового насоса в приточно-вытяжную установку на рис. 10 приведено сравнение компоновок б, в и компоновки без теплового насоса г. Во всех случаях в установках предусмотрены воздухо-воздушные утилизаторы. В исследовании предложено выразить эффективность компоновок б и в коэффициентом выигрыша в электрической энергии, то есть отношением затраченной электрической энергии компоновки без теплового насоса к затраченной электрической энергии компоновки с ним. Стоит учесть, что компоновка г полностью соответствует комплектации первых двух за исключением наличия

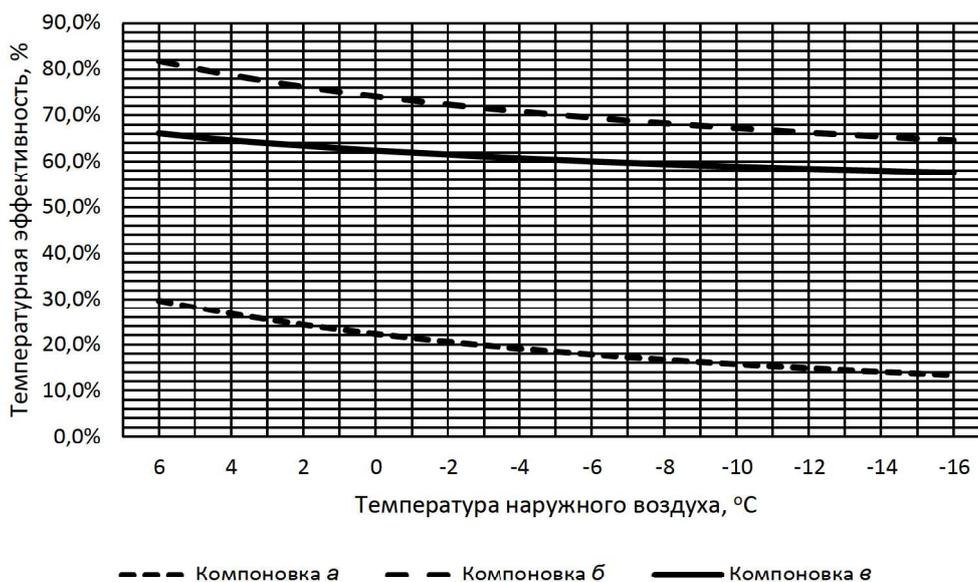


Рис. 8. Зависимость температурной эффективности приточно-вытяжных установок

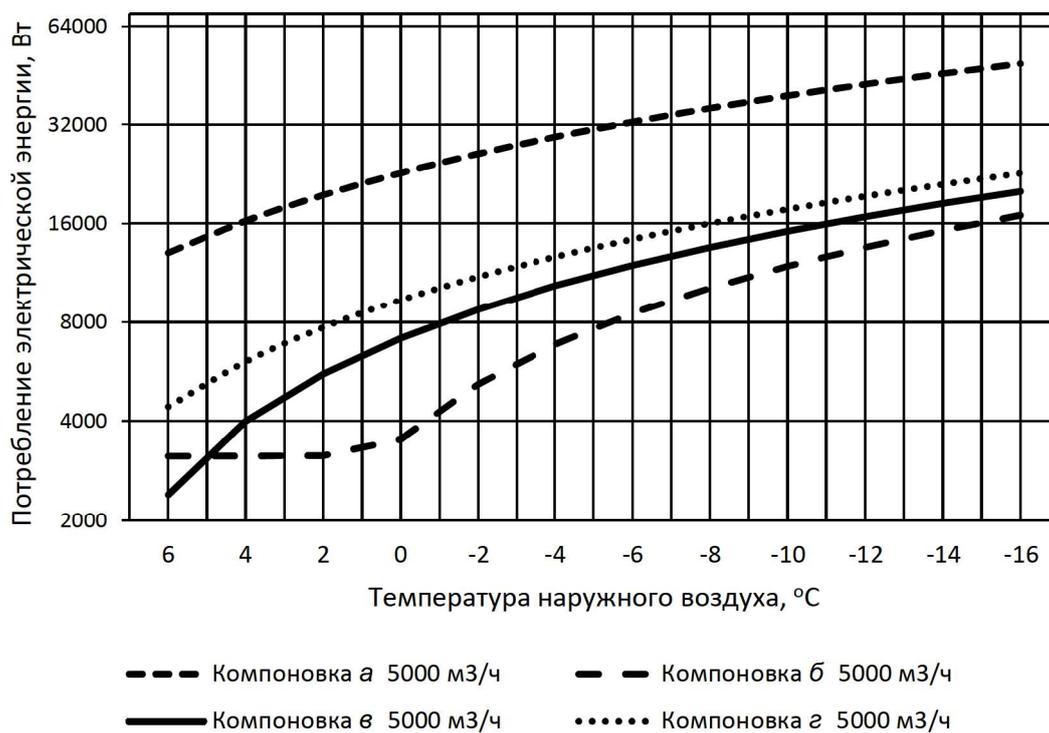


Рис. 9. Зависимость потребляемой электрической мощности приточно-вытяжной установкой от наружной температуры воздуха при  $L = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$

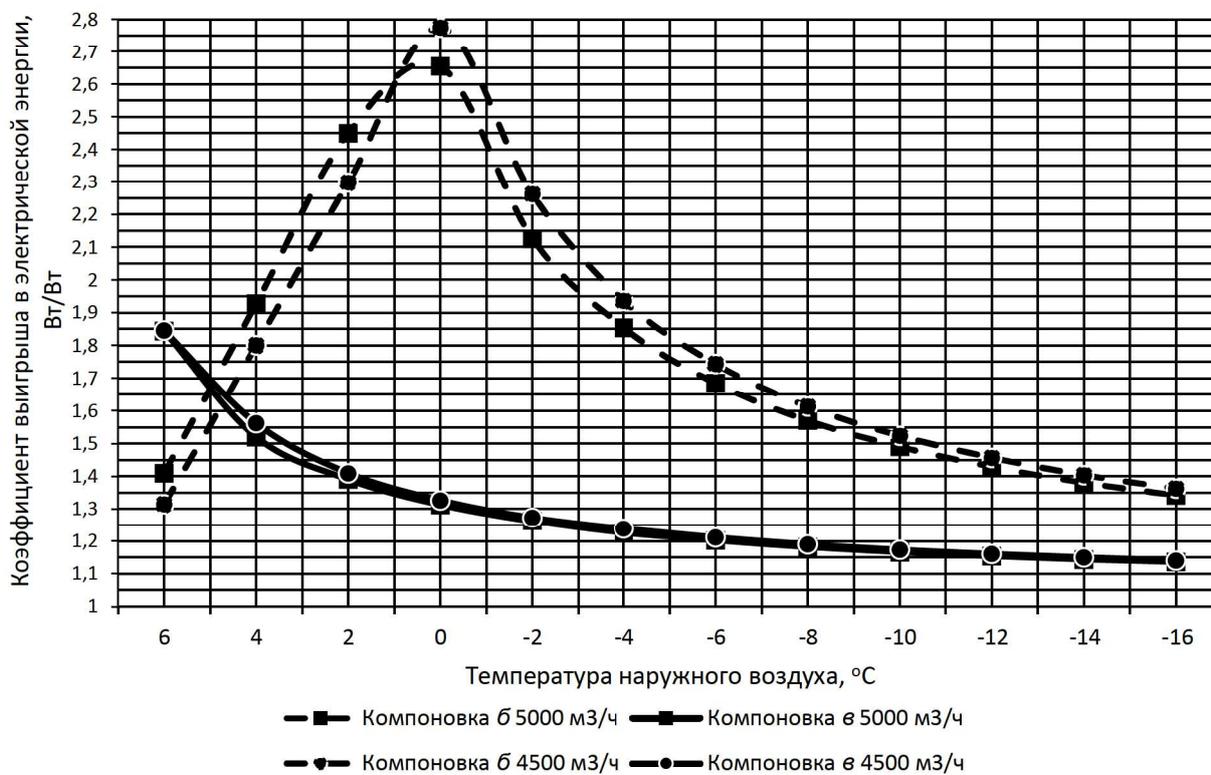


Рис. 10. Зависимость коэффициента выигрыша в электрической энергии от температуры наружного воздуха и расхода воздуха

холодильного оборудования. При температуре наружного воздуха до +5 °С компоновка в показывает наименьшее энергопотребление.

Точкой перегиба на графике (см. рис. 10) характеризуется момент, при котором тепловой насос уже не в состоянии самостоятельно поддерживать требуемую температуру подаваемого в помещение воздуха. График позволяет наглядно определить тот диапазон температур наружного воздуха, когда приточно-вытяжная установка утилизирует теплоту с максимальной эффективностью. Такая характеристика упрощает выбор компоновки приточно-вытяжной установки под конкретный расчетный диапазон температуры наружного воздуха с учетом его расхода. Точка перегиба для компоновки в находится за пределами исследуемого диапазона температур наружного воздуха.

На рис. 11 показана зависимость электрической мощности, затрачиваемой на преодоление аэродинамического сопротивления, создаваемого теплообменными аппаратами ТН, от расхода воздуха. КПЭ для ТН, встраиваемого в приточно-вытяжную установку, определяется по зависимости

$$\text{КПЭ}^a = \frac{Q}{N + N_a}, \quad (11)$$

где  $N_a$  — электрическая энергия, затрачиваемая на преодоление аэродинамического со-

противления теплообменных аппаратов теплового насоса, Вт.

На основании исследований [2] гидравлическое сопротивление холодильного контура для встраиваемого теплового насоса при расчете КПЭ<sup>a</sup> не учитывается, тогда

$$N_a = N_{ac} + N_{ae}, \quad (12)$$

где  $N_{ac}$ ,  $N_{ae}$  — электрическая энергия, затрачиваемая на преодоление аэродинамического сопротивления конденсатора и испарителя.

Мощность, необходимая для преодоления аэродинамического сопротивления, кВт [3, 18, 19],

$$N_a = 0,0017 \cdot L \cdot P, \quad (13)$$

где  $L$  — расход приточного воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $P$  — аэродинамическое сопротивление теплообменного аппарата, Па.

Аэродинамическое сопротивление конденсатора и испарителя определяется по зависимости [12]:

$$P = 4,434 \cdot pv^{-1,633} \cdot S_p^{-0,69} \cdot N_p,$$

где  $pv$  — действительная массовая скорость воздуха, кг/м<sup>2</sup>·с;  $N_p$  — число рядов труб;  $S_p$  — шаг между пластинами, мм.

Аэродинамическое сопротивление изменилось с 257 до 216 Па при снижении расхода воздуха на 10 %. На рис. 12 показано соотношение КПЭ с учетом аэродинамического сопротивления и без него для встраиваемого теплового насоса.

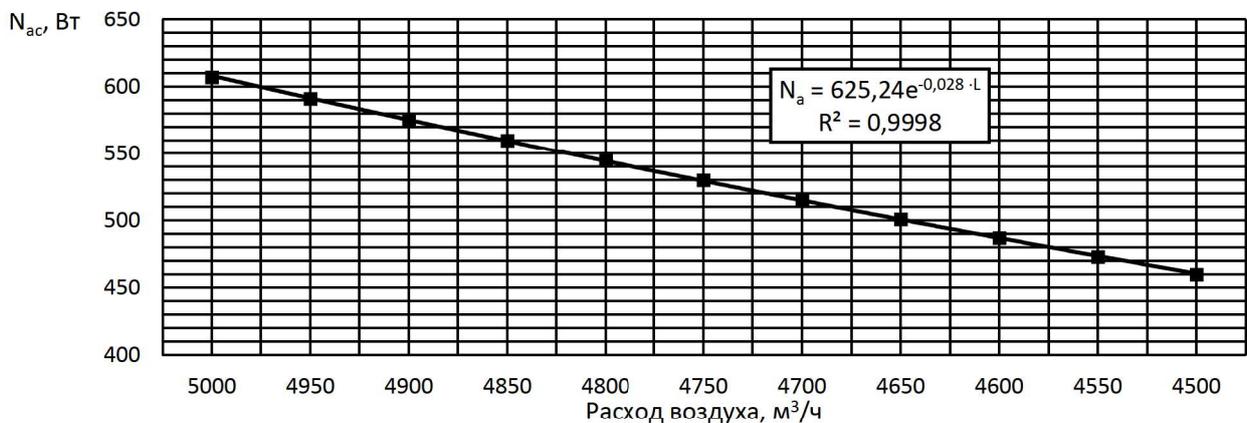


Рис. 11. Зависимость  $N_{ac}$  от расхода воздуха

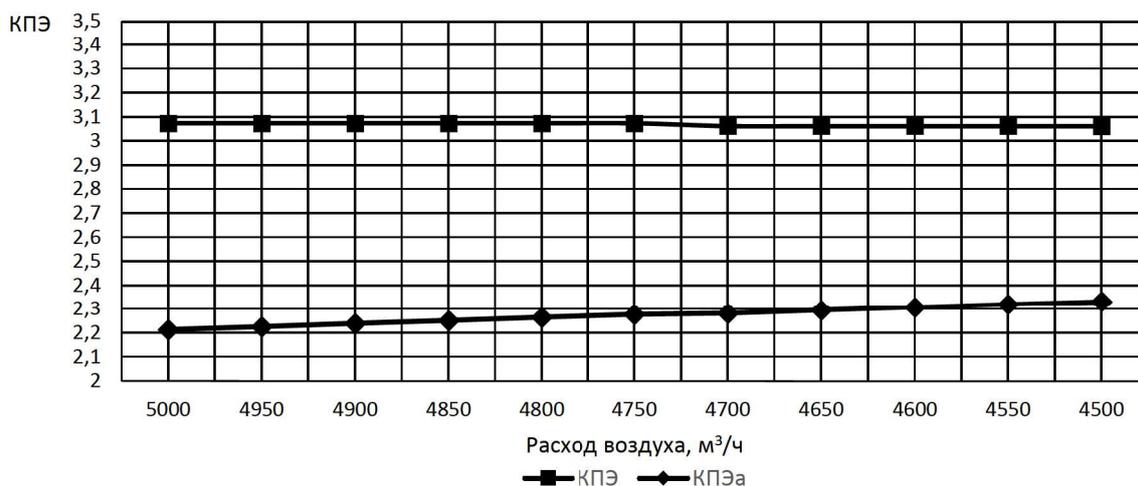


Рис. 12. Изменение КПЭ и КПЭ<sup>а</sup> при различных расходах воздуха и постоянных температурах конденсации и испарения

### Обсуждение

Для прогнозирования работы приточно-вытяжной установки с воздушным ТН и проектирования систем вентиляции с данными вентиляционными агрегатами необходимо проводить анализ параметров не только холодильного цикла, но и его теплообменников с учетом параметров воздушных потоков в приточно-вытяжной установке.

Применение ТН в составе приточно-вытяжной установки дает повышение температурной эффективности вентиляционных установок на 15–30 %, а ТН совместно с утилизатором «воздух–воздух» позволяет снизить энергозатраты на 25–60 %.

Существенное влияние на эффективность встраиваемого воздушного теплового насоса оказывает компоновка его элементов. При ее изменении с *б* на *в* коэффициент преобразования энергии оказался выше на всем диапазоне температур наружного воздуха. Однако при установке испарителя в канале вытяжного воздуха до утилизатора «воздух–воздух» снижается температура нагреваемой среды на входе в конденсатор и растет величина донагрева воздуха в резервном источнике.

При расчете встраиваемого теплового насоса приточно-вытяжных установок необ-

ходимо учитывать то количество электрической энергии, которое необходимо подвести к вентиляционному агрегату для преодоления аэродинамического сопротивления, создаваемого холодильным оборудованием. При учете аэродинамического сопротивления коэффициент преобразования энергии в среднем снижается на 25 %.

### Выводы

Анализ результатов моделирования показал высокую эффективность применения встраиваемых тепловых насосов в приточно-вытяжных установках систем вентиляции. Тепловой насос, встроенный в приточно-вытяжную установку, характеризуется высоким коэффициентом преобразования энергии вследствие относительно небольшой разности температур низко- и высокопотенциальной среды даже при достаточно низких температурах наружного воздуха.

### Библиографический список

1. Киборт И. Д. Анализ результатов моделирования соотношения основных показателей работы теплонасосной системы утилизации тепловой энергии удаляемого воздуха // *Фундаментальные исследования*. 2016. № 9-2. С. 263–267.
2. Володин В. И., Кунтыш В. Б., Филатов С. О. Энергетическая эффективность теплового насоса «воздух–воздух» // *Труды Белорусского гос. технол. ун-та*.

Сер. 3. Химия и технология неорганических веществ. 2015. № 3 (176). С. 145–151.

3. Аверьянов В. К., Уляшева В. М., Киборт И. Д. Анализ результатов моделирования одно- и двухконтурного воздушного теплового насоса // Вестник гражданских инженеров. 2014. № 3 (44). С. 164–167.

4. Здитовецкая С. В., Володин В. И. Утилизация теплоты в системе приточно-вытяжной вентиляции с использованием теплового насоса // Труды Белорусского гос. технол. ун-та. Сер. 3. Химия и технология неорганических веществ. 2009. Т. 1, № 3. С. 171–173.

5. Киборт И. Д. Сравнительный анализ результатов моделирования теплоутилизационного теплового насоса и классических утилизаторов тепловой энергии удаляемого воздуха // Вестник гражданских инженеров. 2015. № 6 (53). С. 157–162.

6. Пухкал В. А., Петров М. М. Утилизация теплоты в приточно-вытяжных установках с тепловым насосом // Эффективность инженерных систем и энергосбережение: сб. ст. междунар. науч.-практ. конф., Брест, 19–20 октября 2023 г. / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет; под ред. В. Г. Новосельцева [и др.]. Брест: Изд-во БрГТУ, 2023. С. 92–100.

7. Пухкал В. А., Петров М. М. Энергоэффективность приточно-вытяжных установок со встроенным тепловым насосом // Строительство и техногенная безопасность. 2023. № S1. С. 294–299.

8. Яковлев И. В., Исхакова А. М. Эффективность применения тепловых насосов типа «воздух–вода» в климатических условиях России // Теплоэнергетика. 2020. № 10. С. 38–47.

9. Овсянник А. В., Рыхтер О. Л., Мацко И. И., Бобович С. О. Перспективы применения теплонасосных технологий в теплофикационном комплексе // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2008. № 2. С. 47–58.

10. Пухкал В. А., Петров М. М., Анисимов С. М., Цыганков А. В. Экспериментальное исследование теплового насоса // Вестник гражданских инженеров. 2025. № 1 (108). С. 92–100.

11. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.

12. Бялый Б. И. Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА». М.: Инфорт, 2005. 278 с.

13. Пиир А. Э., Козак О. А., Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б. Тепловой расчет пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции // Труды БГТУ. 2018. № 2. С. 236–243.

14. Богословский В. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, венти-

ляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1983. 416 с.

15. Самарин О. Д., Яцына В. А. Исследование зависимости температурной эффективности пластинчатых рекуператоров от типоразмера вентиляционной установки // СОК. 2021. № 2. С. 71–74.

16. Здитовецкая С. В., Володин В. И. Исследование эффективности утилизации теплоты в системах приточно-вытяжной вентиляции // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2014. № 2. С. 91–96.

17. Пухкал В. А., Петров М. М. Обмерзание испарителя тепловых насосов в приточно-вытяжных установках систем вентиляции // Проблемы энергетической эффективности в различных отраслях: сб. ст. междунар. науч.-практ. конф. Брест, 16 апреля 2024 г. / под ред. В. Г. Новосельцева, П. В. Северянина. Брест: УП «Брестоблгаз», 2024. С. 66–70.

18. Григорьев Т. Е. Справочник по монтажу тепло-механического оборудования. М.: Госэнергоиздат, 1953. 504 с.

19. Кокорин О. Я. Применение воздушных тепловых насосов в зданиях плавательных бассейнов и катков // АВОК. 2013. № 1. С. 11–17.

## References

1. Kibort I. D. *Analiz rezul'tatov modelirovaniya sootnosheniya osnovnykh pokazateley raboty teplonasosnoy sistemy utilizatsii teplovoy energii udalyaemogo vozdukha* [Analysis of the results of modeling the ratio of the main indicators of the operation of the heat pump system for the utilization of thermal energy of the removed air]. *Fundamental'nye issledovaniya – Fundamental Research*, 2016, no. 9-2, pp. 263–267.

2. Volodin V. I., Kuntyshev V. B., Filatov S. O. *Energeticheskaya effektivnost' teplovogo nasosa «vozdukh-vozdukh»* [Energy efficiency of the air-to-air heat pump]. *Trudy BGTU. Khimiya i tekhnologiya neorganicheskikh veshchestv – Proceedings of BSTU. Chemistry and technology of inorganic substances*, 2015, no. 3 (176), pp. 145–151.

3. Aver'yanov V. K., Ulyasheva V. M., Kibort I. D. *Analiz rezul'tatov modelirovaniya odno- i dvukhkонтурного воздушного теплового насоса* [Analysis of simulation results of single- and double-circuit air heat pump]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2014, no. 3 (44), pp. 164–167.

4. Zditovetskaya S. V., Volodin V. I. *Utilizatsiya teploty v sisteme pritochno-vytyazhnoy ventilyatsii s ispol'zovaniem teplovogo nasosa* [Heat utilization in the supply and exhaust ventilation system using a heat pump]. *Trudy Belorusskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya 3. Khimiya i tekhnologiya neorganicheskikh veshchestv – Proceedings of the Belarusian State Technological University*.

Series 3. Chemistry and technology of inorganic substances, 2009, vol. 1, no. 3, pp. 171–173.

5. Kibort I. D. *Sravnitel'nyy analiz rezul'tatov modelirovaniya teplouutilizatsionnogo teplovogo nasosa i klassicheskikh utilizatorov teplovooy energii udalyaemogo vozdukha* [Comparative analysis of simulation results of heat recovery heat pump and classical heat recovery units of removed air]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2015, no. 6 (53), pp. 157–162.

6. Pukhkal V. A., Petrov M. M. *Utilizatsiya teploty v pritochno-vytyazhnykh ustanovkakh s teplovym nasosom* [Heat utilization in plenum-exhaust plants with heat pump]. *Effektivnost' inzhenernykh sistem i energosberezhenie: sb. st. mezhdunar. nauch.-prakt. konf., Brest, 19–20 oktyabrya 2023 g.* [Efficiency of engineering systems and energy saving. Proceedings of the Int. scientific-practical conf., Brest, October 19–20, 2023]. Ministerstvo obrazovaniya Respubliki Belarus', Brestskiy Gosudarstvenniy Tekhnicheskii Universitet Publ. Ed. by Novosel'tsev V. G. Brest, BrGTU Publ., 2023, pp. 92–100.

7. Pukhkal V. A., Petrov M. M. *Energoeffektivnost' pritochno-vytyazhnykh ustanovok so vstroennym teplovym nasosom* [Energy efficiency of plenum and exhaust plants with built-in heat pump]. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' – Construction and Man-Made Safety*, 2023, no. S1, pp. 294–299.

8. Yakovlev I. V., Iskhakova A. M. *Effektivnost' primeneniya teplovykh nasosov tipa «vozdukh–voda» v klimaticheskikh usloviyakh Rossii* [Efficiency of air-water heat pumps application in climatic conditions of Russia]. *Teploenergetika – Heat Energy*, 2020, no. 10, pp. 38–47.

9. Ovsyannik A. V., Rykhter O. L., Matsko I. I., Bobovich S. O. *Perspektivy primeneniya teplonasosnykh tekhnologiy v teplofikatsionnom komplekse* [Prospects for the use of heat pump technologies in the heating complex]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob'edineniy SNG – Power Engineering. Bulletin of higher educational institutions and energy associations of the CIS*, 2008, no. 2, pp. 47–58.

10. Pukhkal V. A., Petrov M. M., Anisimov S. M., Tsygankov A. V. *Eksperimental'noe issledovanie teplovogo nasosa* [Experimental study of the heat pump]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2025, no. 1 (108), pp. 92–100.

11. Danilova G. N., Bogdanov S. N., Ivanov O. P. *Teploobmennye apparaty kholodil'nykh ustanovok* [Heat exchangers of refrigerating units]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986, 303 p.

12. Byaliy B. I. *Tplomassoobmennoe oborudovanie vozdukh-obrabatyvayushchikh ustanovok OOO «VEZA»* [Heat and mass exchange equipment of air processing units of VEZA LLC]. Moscow, Infort Publ., 2005, 278 p.

13. Piir A. E., Kozak O. A., Kuntyshev V. B., Sukhotskiy A. B. *Teplovooy raschet plastinchatykh rekuperatorov dlya sistem ventilyatsii* [Thermal calculation of plate recuperators for ventilation systems]. *Trudy BGTU – Proceedings of BSTU*, 2018, no. 2, pp. 236–243.

14. Bogoslovskiy V. N., Poz M. Ya. *Teplofizika apparatov utilizatsii tepla sistem otopeniya, ventilyatsii i konditsionirovaniya vozdukha* [Thermophysics of heat recovery devices of heating, ventilation and air conditioning systems]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1983, 416 p.

15. Samarin O. D., Yatsyna V. A. *Issledovanie zavisimosti temperaturnoy effektivnosti plastinchatykh rekuperatorov ot tiporazmera ventilyatsionnoy ustanovki* [Study of the dependence of the temperature efficiency of plate recuperators on the standard size of the ventilation unit]. *SOK – SOC*, 2021, no. 2, pp. 71–74.

16. Zditovetskaya S. V., Volodin V. I. *Issledovanie effektivnosti utilizatsii teploty v sistemakh pritochno-vytyazhnoy ventilyatsii* [Study of heat utilization efficiency in supply and exhaust ventilation systems]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob'edineniy SNG – Power Engineering. Bulletin of higher educational institutions and energy associations of the CIS*, 2014, no. 2, pp. 91–96.

17. Pukhkal V. A., Petrov M. M. *Obmerzanie isparitelya teplovykh nasosov v pritochno-vytyazhnykh ustanovkakh sistem ventilyatsii* [Freezing of heat pump evaporator in plenum-exhaust ventilation systems]. *Problemy energeticheskoy effektivnosti v razlichnykh otraslyakh: sb. st. mezhdunar. nauch.-prakt. konf. Brest, 16 aprelya 2024 g.* [Energy efficiency problems in various industries. Proceedings of the International. scientific-practical conf., Brest, April 16, 2024]. Ed. by Novosel'tsev V. G., Severyanin P. V. Brest, UP Brestobl'gaz Publ., 2024, pp. 66–70.

18. Grigor'ev T. E. *Spravochnik po montazhu teplomekhanicheskogo oborudovaniya* [Manual for installation of thermal and mechanical equipment]. Moscow, Gosenergoizdat Publ., 1953, 504 p.

19. Kokorin O. Ya. *Primenenie vozdukhnykh teplovykh nasosov v zdaniyakh plavatel'nykh basseynov i katkov* [Application of air heat pumps in swimming pool and skating rink buildings]. *AVOK – AVOK*, 2013, no. 1, pp. 11–17.