

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ УДАЛЯЕМОГО ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

Петраш В.Д., Сорокина И.В., Поломаный А.А. (Одесская государственная академия строительства и архитектуры, Украина)

У статті наводиться порівняльний аналіз енергетичної ефективності систем утилізації теплоти вентиляційного повітря, що видаляється.

Традиционные способы утилизации теплоты [1, 2] вентиляционных выбросов при сравнительно невысокой температуре (20-25°) неэффективны [3] с характерным недостатком ухудшения теплообмена и работы низкотемпературных поверхностей при повышенной влажности вытяжного воздуха. Системы утилизации на основе тепловых насосов в таких условиях положительно характеризуются повышенными энерготехнологическими возможностями [4, 5], тем более при использовании скрытой теплоты конденсации содержащихся водяных паров в удаляемом воздухе. Кроме того в теплый период года теплонасосные системы могут работать в режиме охлаждения зданий, что позволяет обеспечить кондиционирование воздуха в течении всего года. В связи с этим представляет интерес результат сопоставительного анализа теплоэнергетической эффективности систем утилизации теплоты, представленных на рис.1.

Схема традиционной системы нагрева приточного вентиляционного воздуха в калорифере, рис.1,а, с рециркуляционно-рекуперативной утилизацией теплоты удаляемого воздуха является рекомендуемой [1, 2]. Несмотря на положительные возможности эта система не лишена существенных недостатков, касающихся ограничения рециркуляционной части воздуха из-за свойств выделяющихся вредностей и степени насыщения его водяными парами, а также незначительного температурного перепада между средами в процессе рекуперативного теплообмена.

На рис. 1,б и в представлены также схемы систем утилизации на основе рециркуляции отработанной части воздушного потока и теплового насоса, выполняющего функции контура рекуперативной системы отбора теплоты. При этом в испарителе теплового насоса отбирается теплота из удаляемого воздуха, а в конденсаторе она передается приточному воздуху. По сравнению с вышеуказанной схемой система, рис. 1,б, положительно характеризуется как возможностью более глубокого охлаждения удаляемого воздуха, так и снижением его влагосодержания, что направлено на существенное сокращение расхода вентиляционного воздуха и соответствующее снижение общих затрат, связанных с устройством системы вентиляции.

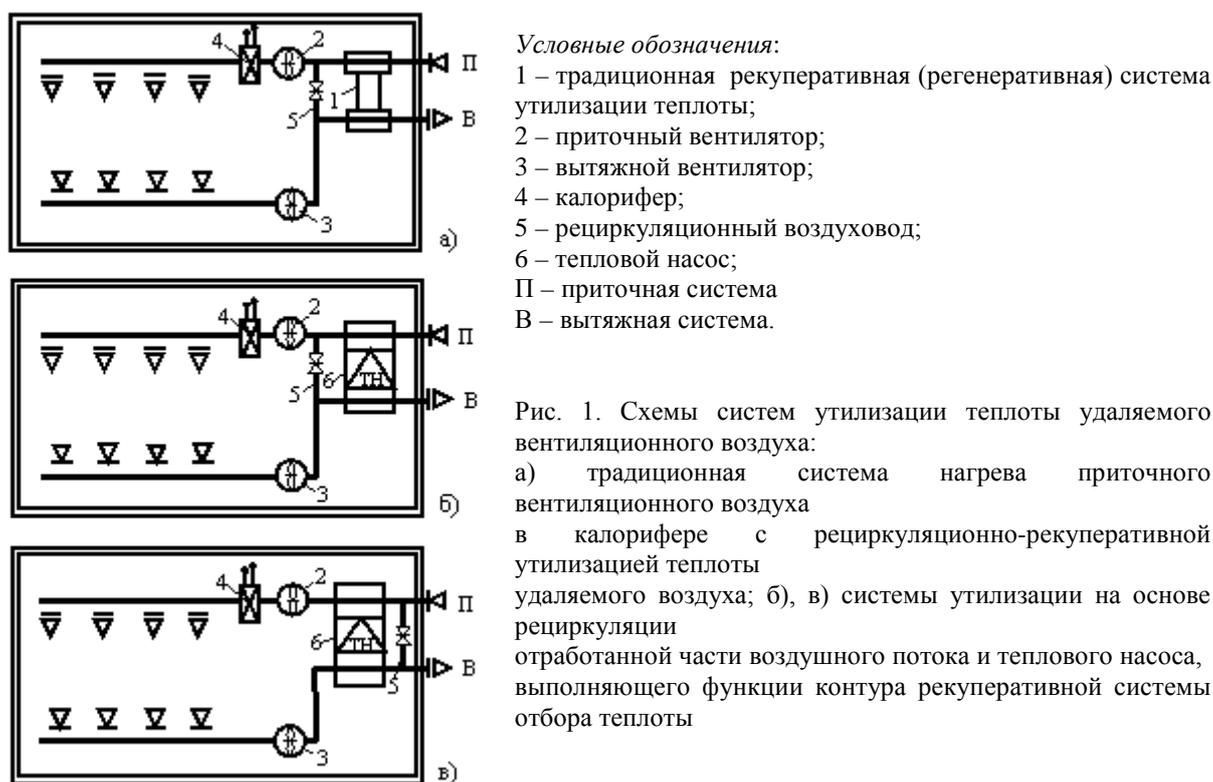


Рис. 1. Схемы систем утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха:
 а) традиционная система нагрева приточного вентиляционного воздуха в калорифере с рециркуляционно-рекуперативной утилизацией теплоты удаляемого воздуха; б), в) системы утилизации на основе рециркуляции отработанной части воздушного потока и теплового насоса, выполняющего функции контура рекуперативной системы отбора теплоты

Из анализа представленных схем также следует, что предложенный вариант системы [4] с установкой теплового насоса на рециркуляционном участке только для снижения влагосодержания воздуха

предопределяет необходимость устройства дополнительной традиционной рекуперативной системы утилизации теплоты, что в большинстве случаев приводит к повышению стоимости и сложности эксплуатации всей системы. Тот же эффект достигается в работе более простой системы по схеме 1,б.

В схемы на рис. 1,б и в включен также калорифер, который необходим для сравнения эффективности анализируемых систем по расчетным параметрам, хотя при определенных режимных условиях работы тепловых насосов в нем нет необходимости. Отметим, что тепловой поток, связанный с подогревом инфильтрующегося воздуха, а также имеющиеся теплопоступления внутри помещения, учитываются в подборе греющей поверхности калорифера [1].

В качестве критерия энергетической эффективности рассматривается коэффициент полезного использования первичной энергии K , представляющий собой отношение полезной теплоты q_n , передаваемой потребителю, к теплоте сгорания топлива q_T , исходя из чего

$$q_n = K q_T. \quad (1)$$

Теоретически необходимый удельный расход топлива b_T , который потребуется, если вся выделившаяся теплота при его сжигании будет использована для нагрева воздуха, определится как

$$b_T = q_n / Q_n^P, \quad (2)$$

на основе чего удельный расход первичного топлива b , необходимый для нагрева 1 кг приточного воздуха до требуемой температуры, определяется соотношением

$$b = b_T / K. \quad (3)$$

Очевидно, что для выявления наиболее рациональных условий эффективной работы соответствующих систем логично рассматривать коэффициент полезного использования первичной энергии при одних и тех же параметрах приточного и вытяжного воздуха, а также использовать удельные значения теплоты, энтальпии и электроэнергии, отнесенные к 1 кг воздуха.

Для широко применяемых в настоящее время систем вентиляции в существующих зданиях без рециркуляции воздуха и рекуперации теплоты теплоносителя из центральной котельной, коэффициент использования первичной энергии можно определить по формуле согласно [6, 7]

$$K_{\text{кот}} = \eta_{\text{кот}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{к}}, \quad (4)$$

где $\eta_{\text{кот}}$ - тепловой к.п.д. котельной, учитывающий также потери топлива при транспорте и складировании; $\eta_{\text{тр}}$ - к.п.д. подачи теплоты магистральными трубопроводами от котельной до абонентской системы; $\eta_{\text{к}}$ - к.п.д. использования теплоты в калорифере.

При этом очевидна также необходимость учета теплоты первичного топлива, расходуемого на производство и транспорт потребляемой электроэнергии в работе вентиляторов. Следует учитывать и теплоту нагрева воздуха в приточных вентиляторах, которая определяется как $q_b = N_b \cdot x$, где N_b - удельная мощность привода вентиляторов в расчете на 1 кг циркулирующего воздуха, а x - часть мощности приточных вентиляторов в общей мощности вентиляторных агрегатов.

Мощность привода вентиляторов [1], отнесенная к 1 кг приточного воздуха, определяется по зависимости

$$N_{\text{в}} = n \Delta P / \rho_{\text{в}} \eta_{\text{в}}, \quad (5)$$

где n , ΔP , $\eta_{\text{в}}$ - соответственно число, создаваемое давление и к.п.д. вентиляторов; $\rho_{\text{в}}$ - плотность воздуха.

Из балансного соотношения расходуемой энергии в анализируемой схеме с учетом [4] определяется коэффициент учета дополнительных затрат теплоты $\alpha_{\text{в}}$, необходимых для выработки энергии на привод вентиляторов

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{N_{\text{в}}}{q_{\text{в}} K_{\text{в}}} (K_{\text{в}} - x K_{\text{в}}), \quad (6)$$

где $K_{\text{в}} = \eta_{\text{ТЭС}} \eta_{\text{ЛЭП}} \eta_{\text{пр}}$ - коэффициент полезного использования первичной энергии в процессах производства, передачи и потребления электроэнергии; здесь соответственно: $\eta_{\text{ТЭС}}$, $\eta_{\text{ЛЭП}}$, $\eta_{\text{пр}}$ - к.п.д. тепловой электростанции, линий электропередачи и электродвигателей вентиляторных агрегатов. При этом значение q_n определяется по разности энтальпий приточного $i_{\text{пр}}$ и наружного $i_{\text{н}}$ воздуха.

На основе изложенного теплота сгорания топлива q_T , необходимая для нагрева воздуха в калорифере с учетом энергозатрат на привод вентиляторов, определяется согласно зависимости

$$q_T = \frac{q_n}{K_{\text{в}}} (1 + \alpha_{\text{в}}). \quad (7)$$

Таким образом, для исходной системы вентиляции без рециркуляции и рекуперации теплоты при нагреве воздуха в калорифере, коэффициент использования первичной энергии, следуя (1) и (7), определяется по зависимости

$$K_0 = K_{\text{кот}} / (1 + \alpha_{\text{в}}), \quad (8)$$

где величины с индексом «0» относятся к исходной схеме нагрева воздуха в калорифере, по отношению к которой в дальнейшем определяется эффективность других анализируемых систем (в последующем с соответствующими индексами «а», «б» и «в»).

Вариант более рациональной системы утилизации теплоты с рециркуляцией отработанного потока и рекуперацией теплоты вытяжного воздуха представлен на рис.1а. Здесь теплота, затрачиваемая в калорифере на нагрев приточного воздуха, снижается на величину утилизируемой теплоты q_p в процессе рециркуляции β -ой части отработанного воздуха относительно общего его расхода, следовательно, $q_p = q_{\text{в}}\beta$. Теплота нагрева воздуха в калорифере также уменьшается на теплоту рекуперации q_r , которая равна

$$q_r = q_{\text{в}}\gamma(1-\beta), \quad (9)$$

где $\gamma = (i_1 - i_{\text{в}}) / q_{\text{в}}$ – коэффициент рекуперации; здесь i_1 – энтальпия приточного воздуха после рекуператора.

Из зависимости (8) с учетом значений q_p и q_r коэффициент полезного использования первичной энергии в системе, представленной на рис 1,а, определяется по соотношению

$$K_a = K_{\text{кот}} / [1 + \alpha_{\text{в}} - \beta(1-\gamma) + \gamma] \quad (10)$$

При определении эффективности теплонасосной системы аналогичного назначения, представленной на рис.1б, вместо рециркуляционной и рекуперативной составляющих необходимо учесть теплоту утилизации, вносимую в процессе рециркуляции воздуха и работы конденсатора теплового насоса, а также теплоту первичного топлива, затрачиваемую на электроэнергию для привода компрессора. При этом утилизируемая теплота рециркуляции определяется согласно выше приведенной зависимости q_p , а теплота, передаваемая в конденсаторе теплового насоса одному килограмму приточного воздуха $q_{\text{к}}$, определяется, как

$$q_{\text{к}} = q_{\text{в}}\mu \frac{(1-\beta)}{(\varphi-1)}, \quad (11)$$

где $\mu = (i_{\text{в}} - i_2) / q_{\text{в}}$ – степень охлаждения воздуха в испарителе теплового насоса: i_2 – энтальпия удаляемого воздуха после испарителя; $\varphi = q_{\text{кн}} / N_{\text{к}}$ – действительный коэффициент преобразования теплового насоса; $N_{\text{к}} = w / \eta_i \eta_{\text{эм}}$ – удельная эффективная мощность привода на валу компрессора; w – удельная работа адиабатического сжатия паров рабочего тела в компрессоре; η_i и $\eta_{\text{эм}}$ – индикаторный и электромеханический к.п.д. компрессора, принимаемые согласно [9, 10].

Следуя определению коэффициента преобразования φ из зависимости (11) уравнение для расчета приводной мощности компрессора приобретает следующий вид

$$N_{\text{к}} = q_{\text{в}}\mu \frac{(1-\beta)}{(\varphi-1)}. \quad (12)$$

Действительный коэффициент преобразования парокompрессионного цикла теплового насоса «воздух-воздух» рассматривается в следующем виде

$$\varphi = a \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}}}, \quad (13)$$

где a – коэффициент который для тепловых насосов производительностью (1200-1000) кВт находится в пределах $a = 0,45-0,55$;

Таким образом, уравнение для определения коэффициента полезного использования первичной энергии в системе с рециркуляцией и теплонасосной утилизацией с учетом зависимостей (11), (12) и (13) имеет вид

$$K_b = K_{\text{кот}} / \left[1 + \alpha_{\text{в}} - \beta + \frac{(1-\beta)\mu(T_{\text{к}} - T_{\text{в}})}{T_{\text{в}} + (a-1)T_{\text{к}}} \left(\frac{K_{\text{в}}}{K_{\text{п}}} - a \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}}} \right) \right] \quad (14)$$

По сравнению с предыдущей схемой в представленной системе на рис. 1, б, рециркуляционная составляющая утилизируемой теплоты уменьшается из-за предварительного охлаждения воздуха в испарителе, а утилизируемая теплота теплонасосной рекуперации увеличивается. Возрастают также соответствующие энергозатраты на привод компрессора, связанные с общим расходом вентиляционного воздуха. С учетом изложенного уравнение для определения коэффициента полезного использования первичной энергии в системе с отбором рециркуляционной части воздуха после теплового насоса имеет вид

$$K_b = K_{\text{кот}} / \left[1 + \alpha_{\text{в}} - \beta + \frac{\mu(T_{\text{к}} - T_{\text{в}})}{T_{\text{в}} + (a-1)T_{\text{к}}} \left(\frac{K_{\text{в}}}{K_{\text{п}}} - a \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}}} \right) \right] \quad (15)$$

Таким образом, из (14) и (15) очевидно, что для высокой энергетической эффективности анализируемых теплонасосных систем утилизации, как по схемам 1,б и в, так и по предложенной схеме [4] с устройством теплового насоса на рециркуляционном участке, должно выполняться условие

$$\varphi > \frac{K_{\text{в}}}{K_{\text{п}}} / \frac{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{к}}}{\eta_{\text{г}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{л}} \eta_{\text{м}}}$$

Для качественной оценки эффективности исходной системы без рециркуляции и рекуперации по уравнению (8) по схеме «о» с двумя вентиляторами, развивающими давление по 1000 Па, при температуре

наружного воздуха – 25°C, а приточного 20°C, с $\eta_{кот} = 0,85$, $\eta_{тр} = 0,9$, $\eta_k = 0,95$, $\eta_{тэс} = 0,36$, $\eta_{лэп} = 0,9$, $\eta_{пр} = 0,97$, $\eta_b = 0,7$, установлено, что коэффициент $K_o = 0,675$. Следовательно, эксплуатируемые системы вентиляции в существующих зданиях с нагревом воздуха в калориферах без рециркуляции и рекуперации характеризуются весьма низкой энергетической эффективностью, так как на единицу полезно переданной теплоты абонентской системе, следуя (1), необходимо затратить 1,48 единицы теплоты сжигаемого топлива.

Известно [8, 9], что действительный коэффициент преобразования, учитывающий все потери в пароконденсационном тепловом насосе, составляет $0,45 \div 0,55$ от аналогичного значения идеального цикла. Анализируя реальный диапазон охлаждения удаляемого вентиляционного воздуха с положительной конечной температурой на выходе его из испарителя, а также процесс нагрева приточного воздуха в конденсаторе до расчетной температуры, нетрудно заметить, что действительный коэффициент преобразования теплового насоса для рассматриваемых условий работы систем $\varphi > 2,9$.

Графическая интерпретация энергетической эффективности соответствующих систем по зависимостям (8), (10), (13) и (14) при вышеуказанных исходных данных и дополнительных значениях для схем «б» и «в»: $\beta = 0,5$; $\gamma = 0,5$; и $\mu = 0,9$, представлена на рис. 2.

Из графиков следует, что по эффективности сравниваемых систем в диапазоне $\varphi = 3 \div 4$, привлекательной по простоте устройства и практическому применению является схема «а» относительно схемы «в», характеризуемой большими энергозатратами. Вместе с тем она менее эффективна в диапазоне $\varphi > 4$, то есть при пониженных эксплуатационных режимах работы отопительно-вентиляционных систем.

Снижение верхнего уровня температуры рабочего тела в конденсаторе, как на стадии конструктивной разработки, так и в процессе эксплуатационного регулирования отопительно-вентиляционных систем, приводит к повышению энергетической эффективности теплового насоса и к соответствующему снижению теплоты сгорания топлива q_r , необходимой для получения единицы полезной теплоты абонентской системой. В этой части предпочтительна система по схеме «в» в диапазоне $\varphi > 4,5$, прежде всего для помещений с интенсивными влаговыведениями (плавательных бассейнов, влажных производств и т.п.). Возможно также устройство системы по схемам «б» и «в» с автоматическим переключением рециркуляционного канала, например при $\varphi \approx 4,3$, на более эффективный режим утилизации теплоты.

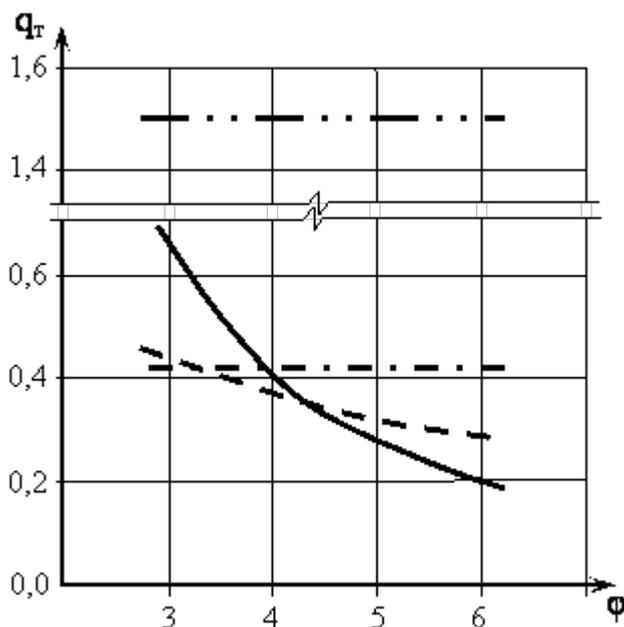


Рис. 2. Зависимость удельной теплоты сгорания топлива q_r , необходимой для получения единицы полезной теплоты

абонентской системой, от коэффициента преобразования теплового насоса

Условные обозначения: — — — — — по схеме «а»; — — — — — по схеме «а»;
 ————— по схеме «б»; — — — — — по схеме «в».

Выводы

1. Анализ энергетической эффективности рассмотренных систем утилизации теплоты вентиляционного воздуха по удельному расходу топлива позволил установить режимную взаимосвязь исходных параметров и выявить целесообразные условия и рациональную область применения соответствующих систем.

2. Наибольшей эффективностью характеризуется система с теплонасосной рекуперацией, функционирование которой обеспечивается при высоких значениях коэффициента преобразования с

отбором рециркуляционного воздуха после испарителя. Применение рециркуляции и теплонасосной рекуперации позволяет в 3 – 5 раз сократить удельный расход сжигаемого топлива для нагрева приточного воздуха.

Summary

The analysis of energy efficiency of systems utilization of heat ventilation air under the specific consumption of fuel has allowed to establish regime interrelation of initial parametres and to reveal expedient conditions and a rational domain application of appropriate systems.

Литература

1. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Справочник проектировщика. Книга 2. М.; Стройиздат, 1992, с. 416.
2. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Справочное пособие. Под ред. Л.Д.Богуславского, В.И.Ливчака. Стройиздат, 1990, с. 622.
3. Янкелевич В.И., Моргун Е.П. Экономическая эффективность утилизации теплоты вентиляционных выбросов на действующих предприятиях. – Промышленная энергетика, 1984, №1, с. 12-14.
4. Проценко В.П., Ларкин Д.К. Энергетическая эффективность систем утилизации теплоты вентиляционных выбросов с помощью тепловых насосов. – Промышленная энергетика, 1986, №11, с. 45-49.
5. Поз М.Я., Кучумова И.Г., Соловьев А.Ю. Использование тепловых насосов для утилизации тепла удаляемого воздуха. – Новые системы отопления и вентиляции промышленных зданий. Сб. научных трудов ЦНИИПромзданий, М., 1982, с. 91-100.
6. Чистович С.А. Технологические схемы систем теплофикации, теплоснабжения и отопления, журнал Авок, №7, 2007, с. 10-18.
7. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Негоциант, Одесса, 2006, с.712.
8. Петраш В.Д., Басист Д.В. Условия энергоэффективной работы теплонасосной системы солнечного теплоснабжения. Промышленная теплотехника. Том 30 №2, К., 2008, с. 86-88.
9. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов под ред. Бродянского В.М. – М.: Энергия, 1979, с. 280.
10. Холодильные компрессоры. Справочник под ред. А.В.Быкова. – М.: Колос, 1992, с. 304.