

DOI: 10.34031/article_5d35d0b6901803.57308546

¹Галюжин С.Д., ¹Лобикова Н.В., ^{1,*}Лобикова О.М.¹Белорусско-Российский университет

Республика Беларусь, 212000, г. Могилев, проспект Мира, д. 43

*E-mail:olg.lobikova@yandex.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УСТРОЙСТВА УДАЛЕНИЯ КОНДЕНСАТА ИЗ РЕКУПЕРАТОРА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Аннотация. Разработана методика и получены уравнения для определения объема конденсата, образующегося в удаляемом воздухе при прохождении его через рекуператор. Обоснована необходимость обеспечения вентиляционной установки устройством улавливания и удаления конденсата, которое позволяет исключить образование наледи в вытяжном воздуховоде после рекуператора и, соответственно, снизить затраты электроэнергии на привод вытяжного вентилятора. Исследованы термодинамические процессы, происходящие во влажном удаляемом воздухе при прохождении его через рекуператор. Для проектирования устройства улавливания и удаления конденсата получены зависимости, позволяющие определить расход конденсата в зависимости от подачи, температуры и относительной влажности удаляемого воздуха, а также степени его охлаждения на выходе из рекуператора. Для автоматизации расчетов произведена аппроксимация известных данных и получен полином, позволяющий определить зависимость абсолютной влажности на линии насыщения от температуры воздуха. Полином получен для максимального диапазона температур работы рекуператора. В качестве примера рассмотрена работа вентиляционной установки, снабженной рекуператором, в цехе промышленного предприятия с категорией работ Пб в холодный период года при подаче удаляемого воздуха $45 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Для анализа зависимости объема конденсата от параметров удаляемого воздуха на входе и на выходе из рекуператора выполнена серия расчетов с помощью программного пакета Mathcad на основе разработанной методики. Разработана принципиальная схема вентиляционной установки с рекуператором, снабженная устройством удаления конденсата. Показано, что для исключения образования наледи внутри рекуператора поток воздуха в нем должен быть нисходящим.

Ключевые слова: система вентиляции, строительство, рекуператор, конденсат, энергоэффективность.

Введение. Состояние здоровья и производительность труда человека в значительной степени зависят от микроклимата производственной среды. Поэтому современное строительство и реконструкция зданий и сооружений предусматривает установку эффективных вентиляционных систем, в которых, как правило, применяются рекуператоры, позволяющие частично утилизировать тепло удаляемого воздуха [1, 2]. Для принятия решения о проектировании необходимого вентиляционного оборудования здания с учетом многокритериальной оптимизации необходимы конкретные параметры условий эксплуатации оборудования. Данная задача представляет определенную сложность из-за отсутствия методик решения конкретных проблем, возникающих в процессе эксплуатации вентиляционных систем [3–7].

Утилизация тепла удаляемого воздуха происходит путем передачи этого тепла приточному воздуху, а удаляемый воздух при этом охлаждается. Данный теплообмен зачастую сопровождается образованием конденсата в удаляемом воздухе. Если отсутствует система удаления конден-

сата, то в вытяжном воздуховоде снаружи помещения при отрицательных температурах образуется наледь [8–11]. В результате повышается аэродинамическое сопротивление вытяжного воздуховода и, соответственно, повышается расход электроэнергии на привод вытяжного вентилятора. Для исключения данного явления вентиляционная установка снабжается устройством улавливания и удаления конденсата. Для расчета и проектирования такого устройства необходимы исходные данные, методика определения которых изложена в настоящей статье.

Объект исследований. Удаляемый из производственных и офисных помещений и помещений объектов развлекательного и оздоровительного характера воздух является влажным, т.е. содержащим пары воды. В зависимости от количества паров влажный воздух может быть пересыщенным, насыщенным и ненасыщенным [12]. Один и тот же воздух в зависимости от его температуры может находиться в одном из трех указанных выше состояний. Если ненасыщенный воздух охлаждать, то при определенной температуре, называемой температурой точки росы, он станет насыщенным, т.е. при рассматриваемой

температуре влажный воздух не может больше обогащаться парами воды. При дальнейшем снижении температуры воздух становится пересыщенным и в нем образуются капельки воды, называемой конденсатом.

Воздух, удаляемый из цехов промышленных предприятий, как правило, является ненасыщенным, а воздух, удаляемый из сооружений развлекательного и оздоровительного характера (бани, плавательные бассейны, аквапарки) является насыщенным или близким к такому состоянию.

Объектом исследований являются термодинамические процессы, происходящие во влажном удаляемом воздухе при прохождении его через рекуператор.

Методология. Описание процессов образования конденсата достаточно известно и базируется на уравнениях, характеризующих состояние влажного воздуха [12]. При прохождении удаляемого воздуха через рекуператор уменьшается не только его температура, но и давление из-за наличия аэродинамического сопротивления рекуператора. Изменение давления и температуры ведет к изменению объема удаляемого воздуха, т. е. определенный объем удаляемого воздуха, поступивший на вход рекуператора, будет изменяться в процессе движения воздуха в каналах рекуператора. Причем уменьшение давления ведет к увеличению объема воздуха, а уменьшение температуры – к уменьшению данного объема. Этот процесс достаточно точно описывается уравнением Ван-дер-Ваальса [12, 1].

Поэтому, при разработке способа определения объема конденсата, образующегося при прохождении удаляемого воздуха через рекуператор, выполнено совместное решение уравнений, описывающих состояние влажного воздуха, и уравнения Ван-дер-Ваальса.

Основная часть. Для проектирования устройства улавливания и удаления конденсата необходимо знать количество конденсата, которое образуется за единицу времени в удаляемом воздухе при прохождении его через рекуператор.

На входе в рекуператор количество паров воды $m_{n.вх}$ (г) в объеме $V_{вх}$ (м³) определяется следующим образом [12, 13]:

$$m_{n.вх} = V_{вх} \cdot \rho_{n.вх} \cdot \varphi_{вх}, \quad (1)$$

где $\rho_{n.вх}$ – абсолютная влажность удаляемого воздуха в состоянии насыщения на входе в рекуператор при рассматриваемой температуре, г/м³; $\varphi_{вх}$ – относительная влажность удаляемого воздуха на входе в рекуператор.

В состоянии насыщения количество паров воды в единице объема влажного воздуха для давлений до 10 МПа зависит только от его тем-

пературы [14]. Продувка удаляемого воздуха через рекуператор приводит к его охлаждению и потенциально возможное количество пара в состоянии насыщения в нем уменьшается. Поэтому, в зависимости от степени охлаждения удаляемый воздух на выходе рекуператора может быть в трех состояниях: пересыщение, насыщение и ненасыщение. Если удаляемый воздух стал пересыщенным, то в нем начнут образовываться капельки воды (конденсат), а его относительная влажность на выходе рекуператора будет $\varphi_{вых} = 1$. Когда на выходе рекуператора воздух будет насыщенным, то конденсат не образуется, но $\varphi_{вых} = 1$. В ненасыщенном удаляемом воздухе на выходе рекуператора конденсат также будет отсутствовать, а $\varphi_{вых} < 1$.

Массу парообразной влаги $m_{n.вых}$ (г), находящейся в объеме удаляемого воздуха на выходе рекуператора $V_{вых}$, можно рассчитать с помощью зависимости, аналогичной (1):

$$m_{n.вых} = V_{вых} \cdot \rho_{n.вых} \cdot \varphi_{вых}, \quad (2)$$

где $\rho_{n.вых}$ – абсолютная влажность насыщенного удаляемого воздуха на выходе из рекуператора, г/м³; $\varphi_{вых}$ – относительная влажность удаляемого воздуха на выходе из рекуператора.

Для расчета массы конденсата m_k , образовавшегося в удаляемом воздухе, необходимо из $m_{n.вх}$ вычесть $m_{n.вых}$, условно приняв $\varphi_{вых} = 1$:

$$m_k = m_{n.вх} - m_{n.вых}, \quad (3)$$

Окончательно зависимость (3) примет вид:

$$m_k = V_{вх} \cdot \rho_{n.вх} \cdot \varphi_{вх} - V_{вых} \cdot \rho_{n.вых} \cdot \varphi_{вых}, \quad (4)$$

Тогда результаты расчетов с помощью (4) можно оценить следующим образом. При $m_k = 0$ удаляемый воздух на выходе рекуператора достиг состояния насыщения, а образования конденсата в нем не произошло. При $m_k > 0$ конденсат выделился, а на выходе рекуператора удаляемый воздух также стал насыщенным. При $m_k < 0$ удаляемый воздух на выходе рекуператора не достиг состояния насыщения, а $|m_k|$ – это масса воды, которой не хватает до насыщенного состояния. Следует отметить, что при $m_k < 0$, приняв в расчетах $\varphi_{вых} = 1$, чисто условно добавляем в объем $V_{вых}$ некоторое количество паров воды. Такой подход позволяет оценить состояние влажного воздуха на выходе рекуператора.

При прохождении удаляемого воздуха через рекуператор происходит его охлаждение из-за теплообмена между приточным и удаляемым воздухом. Кроме изменения температуры в рекуператоре изменяется давление удаляемого воздуха. Разница давлений на входе в рекуператор и на выходе из него равна потерям давления в рекуператоре. Данные изменения температуры и



давления означают, что объем удаляемого воздуха на выходе рекуператора $V_{вых}$ будет отличаться от объема воздуха $V_{вх}$, поступившего на вход рекуператора, т.е. имеют место два различных состояния удаляемого воздуха на входе и выходе рекуператора.

Для описания двух состояний удаляемого воздуха, который относится к реальным газам, используют уравнение Ван-дер-Ваальса, учитывающее объем молекул и силу притяжения между ними:

$$\left(p + \frac{n^2 \cdot a}{V^2}\right) \cdot (V - n \cdot b) = n \cdot R \cdot T, \quad (5)$$

где p – абсолютное давление газа, Па; V – объем газа, м³; T – абсолютная температура, К; R – молярная газовая постоянная, Дж/(моль · К); a – постоянная Ван-дер-Ваальса, характеризующая силы межмолекулярного притяжения: $a = 0,138$ Па·м⁶/моль² [4]; b – коэффициент, учитывающий объем, который занимают молекулы: $b = 0,3183 \cdot 10^{-4}$ м³/моль [15]; n – количество молей в объеме V при нормальных условиях, моль.

Известно, что количество молей воздуха при прохождении рекуператора не меняется, а их исходное количество определяется для нормальных условий (давление $p = 101325$ Па, температура $T = 273,15$ К = 20 °С) [12].

Рассмотрим возможность использования уравнения Ван-дер-Ваальса для расчета объема конденсата V_k . Запишем уравнение (5) для двух состояний воздуха: на входе в рекуператор и после выхода из него (индексы $вх$ и $вых$ относятся к входу и выходу, соответственно):

$$\frac{\left(p_{вх} + \frac{n^2 \cdot a}{V_{вх}^2}\right) \cdot (V_{вх} - n \cdot b)}{n \cdot T_{вх}} = \frac{\left(p_{вых} + \frac{n^2 \cdot a}{V_{вых}^2}\right) \cdot (V_{вых} - n \cdot b)}{n \cdot T_{вых}}, \quad (6)$$

Для расчета массы конденсата m_k с помощью зависимости (4) необходимо уравнение (6) решить относительно $V_{вых} = f(p_{вх}, p_{вых}, V_{вх}, T_{вх}, T_{вых}, n, a, b)$. Но решить данное уравнение относительно $V_{вых}$ в явном виде не представляется возможным. Поэтому для решения данной задачи необходимо использовать один из известных численных методов.

Рассмотрим вначале влияние изменений температуры и давления воздуха на изменение объема $V_{вх}$. При прохождении воздуха через рекуператор его давление уменьшается, а данное уменьшение равно аэродинамическому сопротивлению рекуператора. Аэродинамическое сопротивление пластинчатых рекуператоров, как правило, не превышает 500 Па [16]. Давление воздуха в помещении, в большинстве случаев, примерно равно давлению атмосферы. Известно, что для технических расчетов принимают атмосферное давление $p_{атм} \approx 0,1$ МПа [17, 18]. Так, при $p_{атм} \approx 0,1$ МПа и $\Delta p_{рк} \approx 500$ Па разница абсолютного давления на входе $p_{вх}$

и выходе $p_{вых}$ из рекуператора не превышает 0,5 %. Поэтому, увеличения объема воздуха $V_{вых}$ по сравнению с $V_{вх}$ из-за потерь давления воздуха в рекуператоре будет незначительным.

При прохождении через рекуператор удаляемый воздух охлаждается, т.е. $T_{вых} < T_{вх}$, в результате $V_{вх}$ уменьшается. Величину $T_{вх}$ определим в соответствии с нормативными документами, регламентирующие параметры микроклимата помещений [19–21]. К ним относятся ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны», СанПиН-2013 «Требования к микроклимату рабочих мест в производственных и офисных помещениях» и Гигиенический норматив «Показатели микроклимата производственных и офисных помещений». Так, при категории работ по уровню энергозатрат Пб средняя оптимальная температура воздуха в помещении должна быть 18 °С = 291,15 К. При использовании современного рекуператора и температуре наружного атмосферного воздуха $T_{н.атм} = -22$ °С удаляемый воздух на выходе рекуператора охладится примерно до $T_{вых} = -4$ °С = 269,15 К [16, 22], т.е. изменение температуры будет примерно на 8 %.

Проведем предварительный анализ влияния изменения температуры и давления удаляемого воздуха на изменение объема $V_{вх}$ с помощью уравнения Клапейрона, т.е. с некоторыми допущениями. При малом давлении (до 1 МПа) и высокой температуре (более 100 К) $n \cdot b \ll V$ и $n^2 a / V^2 \ll p$ уравнение Ван-дер-Ваальса в значительной степени совпадает с уравнением Клапейрона [15]:

$$\left(\frac{p_{вх} \cdot V_{вх}}{T_{вх}}\right) = \left(\frac{p_{вых} \cdot V_{вых}}{T_{вых}}\right), \quad (7)$$

Тогда объем воздуха $V_{вых}$ на выходе его из рекуператора можно определить:

$$V_{вых} = \frac{p_{вх} \cdot V_{вх} \cdot T_{вых}}{T_{вх} \cdot p_{вых}}, \quad (8)$$

При анализе зависимости (8) видно, что при рассмотренных выше изменениях давления и температуры получим, что при прохождении удаляемого воздуха через рекуператор будет уменьшение объема воздуха $V_{вх}$ примерно на 7 %. Поэтому в данном исследовании при решении уравнения (6) для определения $V_{вых}$ использована следующая методика. Вначале принимаем $V_{вых} = 0,99 V_{вх}$ и подставляем значения $p_{вх}$, $p_{вых}$, $T_{вх}$ и $T_{вых}$ для конкретных расчетных условий, а также значения n , a , b . Обозначим левую часть уравнения (6) буквой A , а левую – B . Если $A < B$ и разница более 5 % (достаточная точность для технических расчетов) [23–25], то необходимо еще уменьшить $V_{вых}$ с шагом 0,01, т.е. $V_{вых} = 0,98 V_{вх}$, и выполнить новый



расчет и т.д. Данная процедура выполняется до достижения разницы между A и B не более 5 %. Если при первом расчете получим $A > B$, то необходимо принять $V_{\text{вых}} = 0,991 V_{\text{вх}}$ (шаг 0,001) и так далее до достижения разницы между A и B не более 5 %. В некоторых случаях точность решения 5 % недостаточно, тогда в программу закладывается более высокая точность, например, 3 %.

При решении уравнения (4) для определения массы конденсата необходимо знать абсолютную влажность насыщенного воздуха на входе и выходе из рекуператора $\rho_{\text{н.вх}}$ и $\rho_{\text{н.вых}}$.

В литературе по термодинамике [12, 13, 26] и в стандарте ISO DIN 7183:2007 зависимость абсолютной влажности воздуха от температуры на линии насыщения приведена в виде таблиц или графиков, что снижает точность расчетов и не позволяет автоматизировать процесс расчета. Поэтому для автоматизации расчетов с использованием программы Excel произведена аппроксимация указанных выше данных и получен полином, позволяющий определить зависимость абсолютной влажности $\rho_{\text{н}}$ (г/м³) на линии насыщения от температуры воздуха, т. е.

$$\rho_{\text{н}} = a_1 \cdot T_p^4 + a_2 \cdot T_p^3 + a_3 \cdot T_p^2 + a_4 \cdot T_p + a_5, \quad (9)$$

где a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – коэффициенты уравнения регрессии: $a_1 = 0,102 \cdot 10^5$; $a_2 = 0,956 \cdot 10^3$; $a_3 = 0,336$; $a_4 = 52,559$; $a_5 = 3093,081$; T_p – температура точки росы воздуха, К.

Уравнение (9) получено для диапазона температур T_p от -50 до $+25$ °C ($223,15 \dots 298,15$ К),

что соответствует максимальному диапазону температур работы рекуператора. При аппроксимации использован полином 4-го порядка, поскольку величина достоверности в этом случае достаточно высока и равна 0,99991.

Для определения массы влаги $m_{\text{к.рк}}$, выделившейся в виде конденсата при прохождении рекуператора с помощью зависимости (4) примем $\varphi_{\text{вых}} = 1$. Расчет $\rho_{\text{н.вх}}$ и $\rho_{\text{н.вых}}$ выполнен с помощью полинома (9) путем подстановки $T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$ вместо T_p .

Количество конденсата $V_{\text{к}}$ в дециметрах кубических (литрах), поступающее в воздухопровод после прохождения рекуператора, определим по известной формуле:

$$V_{\text{к}} = m_{\text{к}} / \rho_{\text{в}}, \quad (10)$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды, кг/м³; $m_{\text{к}}$ – масса конденсата, г.

С достаточной точностью для технических расчетов при давлениях до 10 МПа в диапазоне температур от 0 до 20 °C (максимально возможный диапазон температуры конденсата) можно принять $\rho_{\text{в}} = 10^3$ кг/м³ [27].

С помощью уравнений (6), (9) и (10) с использованием программного пакета Mathcad выполнен анализ зависимости объема конденсата $V_{\text{к}}$ от $\varphi_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$. Температура воздуха в момент входа в рекуператор принята $T_{\text{вх}} = 18$ °C = 291,15 К.

На рис. 1 приведена зависимость объема конденсата $V_{\text{к}} = f_1(T_{\text{вых}})$ для $V_{\text{вх}} = 1$ м³ при различных значениях $\varphi_{\text{вх}}$.

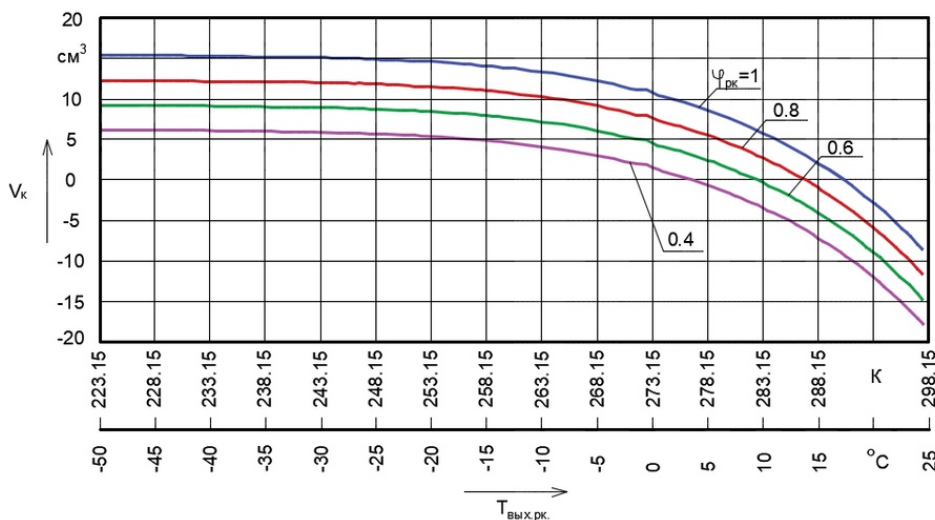


Рис. 1. Зависимость объема конденсата $V_{\text{к}}$, образующегося при прохождении 1 м³ воздуха через рекуператор, от температуры удаляемого воздуха $T_{\text{вых}}$ при различных значениях относительной влажности $\varphi_{\text{вх}}$.

На величину объема конденсата значительное влияние оказывает $T_{\text{вых}}$, причем оно существенно проявляется в диапазоне температур $T_{\text{вых}}$ от -20 °C до $+25$ °C. Так при $T_{\text{вых}} = -20$ °C и $\varphi_{\text{вх}} = 1$ и прохождении через рекуператор 1 м³ удаляемого воздуха ($T_{\text{вх}} = 18$ °C) образуется 14,8

см³ конденсата, если $T_{\text{вых}} = 5$ °C, то $V_{\text{к}} = 3,2$ см³. Примерно при $T_{\text{вых}} = 2$ °C образование конденсата не происходит, но удаляемый воздух на выходе рекуператора является насыщенным. Даль-

нейшее повышение $T_{вых}$ приводит к ненасыщенному состоянию удаляемого воздуха на выходе рекуператора.

Снижение относительной влажности удаляемого воздуха, поступающего на вход рекуператора $\phi_{вх}$, приводит к снижению объема конденсата, причем эта зависимость близка к линейной.

Рассмотрим работу вентиляционной установки цеха промышленного предприятия с категорией работ ПБ в холодный период года, которая обеспечивает подачу удаляемого воздуха из цеха $L_{уд} = 45 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч} = 12,5 \text{ м}^3/\text{с}$. Установка снабжена рекуператором, в котором при данной подаче удаляемого воздуха и температуре наружного воздуха $-22^\circ\text{C} = 255,15 \text{ К}$ происходит снижение температуры удаляемого воздуха с $T_{вх} = +18^\circ\text{C} = 291,15 \text{ К}$ до $T_{вых} = -4^\circ\text{C} = 269,15 \text{ К}$ [22]. Относительная влажность удаляемого воздуха $\phi_{вх} = 50\%$. Значения $T_{вх}$ и $\phi_{вх}$ соответствуют средним значениям оптимальных показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений [19–21]. Для расчетов используем

приведенную выше методику, а вместо $V_{вх}$ в уравнение (4) подставим объем, подаваемый в рекуператор в единицу времени, т.е. подачу удаляемого воздуха $L_{уд}$. В результате расчетов получим, что при прохождении через рекуператор образуется конденсат, массовый расход которого равен $Q_{т.к} = 198,7 \cdot 10^3 \text{ г/ч} = 198,7 \text{ кг/ч}$, а объемный расход конденсата $Q_{к.рк} = 198,7 \text{ л/ч}$. Если данный конденсат не удалять, то в вытяжном воздуховоде после рекуператора будет образовываться наледь, поэтому вентиляционные установки с рекуператорами необходимо снабжать системами улавливания капель и удаления конденсата. Такая система должна иметь каплеуловитель 7, поддон для сбора конденсата 8 и дренажный трубопровод 11 для отвода конденсата в канализационный трубопровод 12 (рис. 2). Кроме того, при прохождении через рекуператор поток удаляемого воздуха должен быть нисходящим [9]. Этим будет обеспечиваться стекание конденсата из каналов рекуператора 4 вниз в поддон 8.

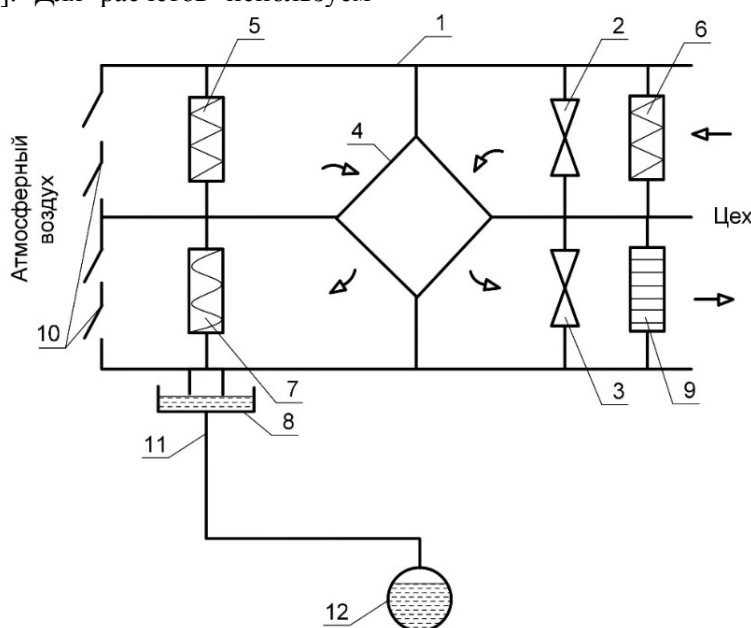


Рис. 2. Упрощенная принципиальная схема вентиляционной установки с рекуператором и системой удаления конденсата: 1 – корпус установки; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – приточный вентилятор; 4 – рекуператор; 5, 6 – фильтры; 7 – каплеуловитель; 8 – поддон для сбора конденсата; 9 – нагреватель; 10 – жалюзи; 11 – дренажный трубопровод; 12 – канализационный трубопровод

Выводы. При охлаждении удаляемого воздуха в рекуператоре вентиляционной установки до температур ниже $3 \dots 4^\circ\text{C}$, как правило, в нем образуется конденсат. Расход конденсата зависит от состояния (температуры и относительной влажности) удаляемого из помещения воздуха, а также от его подачи и температуры на выходе рекуператора.

Для повышения точности расчетов объема конденсата целесообразно использовать уравнение Ван-дер-Ваальса, которое учитывает объем молекул воздуха и силу притяжения между ними. Установку рекуператора необходимо выполнять

таким образом, чтобы поток удаляемого воздуха был нисходящим, т.к. конденсат, осевший на стенках каналов рекуператора, при этом будет самотеком двигаться вниз в поддон.

После рекуператора необходимо устанавливать устройство для улавливания капель влаги, увлекаемых потоком удаляемого воздуха.

Предложенная методика позволяет определить расход конденсата, образующегося после прохождения удаляемого через рекуператор воздуха, и на основании этих данных спроектировать устройство для его удаления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Dylewski R., Adamczyk J. Economic and ecological indicators for thermal insulating building investments // *Energy and Buildings*. 2012. № 54. С. 88-95. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.07.021.
2. Лобикова О.М., Лобикова Н. . Повышение энергоэффективности жилых зданий: Проблемы, опыт решения / Россия: тенденции и перспективы развития : Ежегодник. Вып. 13 // РАН. ИНИОН. Отд. науч. сотрудничества; Отв. ред. В.И. Герасимов. М., 2018. Ч. 2. С. 351–353.
3. Puring S.M., Vatzov D.N., Tyurin N.P. Parameter choice optimization of ventilating air cleaning equipment while designing and constructing industrial buildings // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 153. Pp. 563–568. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.08.192.
4. Лобикова Н.В., Лобикова О.М., Галюжин С.Д. Методический подход к оценке инновационных систем отопления в жилом доме // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: Материалы Международной научно-технической конференции молодых ученых. Могилев: ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2018. 138 с.
5. Gorshkov A., Vatin N., Nemova D., Shabaldin A., Melnikova L., Kirill P. Using life-cycle analysis to assess energy savings delivered by building insulation // *Procedia Engineering*, 2015. № 1 (117). С. 1085–1094.
6. Баканова С.В., Баранов П.О. Оценка экономической целесообразности установки в системе вентиляции здания пекарни рекуператора // Образование и наука в современном мире. Инновации. Пенза: Изд-во Пензенский государственный университет архитектуры и строительства. 2018. №2 (15). С. 139–145.
7. Кобелев Н.С., Федоров С.С., Кобелев В.Н. Расчет и выбор энергосберегающего оборудования систем теплогоснабжения и вентиляции населенных пунктов // Курск: Изд-во Юго-Западный государственный университет, 2015. 322 с.
8. Miseviciute V., Martinaitis V. Analysis of ventilation system's heat exchangers integration possibilities for heating season // *Pap. of the 8th International Conference «Environmental Engineering»*, 2011. May 19-20. Vilnius: Lithuania, 2011. Vol. 2. Pp. 781–787.
9. Галюжин С.Д., Лобикова Н.В., Лобикова О.М. Экономическая выгода мероприятий повышения энергетической эффективности систем вентиляции // «Казахстан-Холод 2019: Сб. докл. межд. науч.-техн. конф. (20-21 февраля 2019г.) = Kazakhstan-Refrigeration 2019: Proceedings of the Conference (February 20-21, 2019). Алматы: АТУ, 2019. С. 104–110.
10. Сазонова А.А., Кельвина К.В. Применение рекуператоров тепла в системах обеспечения микроклимата // Научный альманах. 2016. №4-3. (18) С.178-181. DOI: 10.17117/na.2016.04.03.178.
11. Самарин О.Д. О новом подходе к учету конденсации водяных паров при тепловом расчете воздухоохладителей // Известия высших учебных заведений. Строительство, Новосибирск: Изд-во Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет, 2016, №2 (686) С. 67–73.
12. Бурцев С.И., Цветков Ю.Н. Влажный воздух. Состав и свойства : учеб. пособие СПб. : Изд-во СПбГАХПТ, 1998. 146 с.
13. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. пособ. для вузов. 3-е изд. испр. и доп. М. : Изд-во Высш. шк., 1980. 469 с.
14. Сжатый воздух и компрессоры - компендиум [Электронный ресурс]. Систем. требования: [http : // www.immertech.ru/support/compendium/ index](http://www.immertech.ru/support/compendium/index). (дата обращения: 10.03.2019).
15. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Химический факультет МГУ [Электронный ресурс]. Систем. требования: <http://www.chem.msu.ru/rus/teaching/realgases/chap1%283%29.html>. (дата обращения: 18.11.2018).
16. Галюжин С.Д., Лобикова Н.В., Лобикова О.М., Галюжин А.С. Целесообразность использования современных энергосберегающих систем вентиляции при строительстве и реконструкции зданий // Вестн. науки и обр. Северо-Зап. России. 2018. Т. 4. №4. С. 1–8.
17. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика: учебник для студентов вузов. М.: Стройиздат, 1987. 414 с.
18. Ухин Б. В. Гидравлика: уч. пособие. М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2009. 464 с.
19. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
20. Санитарные нормы и правила. Требования к контролю воздуха рабочей зоны, утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. №92 [Электронный ресурс]. Систем. требования: [http: // www.ohrana-truda.by / topic / 5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/](http://www.ohrana-truda.by / topic / 5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/) (дата доступа: 10.01.2019).
21. Гигиенические нормативы «Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны». утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. №92 [Электронный ресурс]. Систем. требования: Adobe Acrobat Reader. URL: [http: // www.ohrana-truda.by / topic / 5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/](http://www.ohrana-truda.by / topic / 5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/) (дата обращения: 10.01.2019).



22. Каталог оборудования Klingenburg. Рекуперация тепла пластинчатыми теплообменниками. [Электронный ресурс]. Систем. требования: Adobe Acrobat Reader. URL: <https://www.c-ok.ru/library/catalogs/klingenburg/10825> (дата обращения 01.12.2018).

23. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в науке и технике: Методы планирования эксперимента: пер. с англ., М.: Изд-во Мир, 1981. 520 с.

24. Ящерицын П.И., Махаринский Е.И. Планирование эксперимента в машиностроении. Минск: Изд-во Выш. шк., 1985. 286 с.

Информация об авторах

Галюжин Сергей Данилович, кандидат технических наук, доцент, действительный член Белорусской инженерной академии, доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности». E-mail: serg.galujin@yandex.ru. Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь, 212000, г. Могилев, проспект Мира, д. 43

Лобикова Надежда Васильевна, магистрант, кафедра «Промышленное и гражданское строительство». E-mail: nadya.lobickova@yandex.ru. Белорусско-Российский университет, Республика Беларусь, 212000, г. Могилев, проспект Мира, д. 43

Лобикова Ольга Михайловна, старший преподаватель кафедры «Промышленное и гражданское строительство». E-mail: olg.lobikova@yandex.ru. Белорусско-Российский университет, Республика Беларусь, 212000, г. Могилев, проспект Мира, д. 43

Поступила в мае 2019 г.

© Галюжин С.Д., Лобикова Н.В., Лобикова О.М., 2019

¹*Galyuzhin S.D., ¹Lobikava N.V., ¹*Lobikava O.M.*

¹*Belarusian-Russian University*

Republic of Belarus, 212000, Mogilev, Mira Ave, 43

**E-mail: olg.lobikova@yandex.ru*

DETERMINATION OF INITIAL DATA FOR DESIGNING A DEVICE TO REMOVE CONDENSATE FROM THE RECUPERATOR OF VENTILATION EQUIPMENT

Abstract. The technique is developed and equations are obtained for determining the volume of condensate formed in the exhaust air when it passes through the recuperator. The necessity of providing a ventilation unit with a device for capturing and removing condensate, which eliminates the formation of ice in the exhaust duct after the heat exchanger and, accordingly, reduces the cost of electricity for driving the exhaust fan is justified. Thermodynamic processes occurring in the humid removed air during its passage through the recuperator are investigated. For designing a device for capturing and removing condensate, dependences are obtained that make it possible to determine the consumption of condensate depending on the supply, temperature and relative humidity of the exhaust air, as well as the degree of its cooling at the outlet of the heat exchanger. To automate the calculations, an approximation of the known data is made and a polynomial is obtained to determine the dependence of the absolute humidity on the saturation line on the air temperature. The polynomial is made for the maximum temperature range of the heat exchanger. As an example, the operation of a ventilation unit equipped with a heat exchanger is considered in the workshop of an industrial enterprise with work category IIb during the cold period of the year with the supply of exhaust air of 45 103 m³ / h. To analyze the dependence of the volume of condensate on the parameters of exhaust air at the inlet and outlet of the heat exchanger, a series of calculations are performed using the Mathcad software package based on the developed methodology. A schematic diagram of a ventilation unit with a heat exchanger, equipped with a condensate removal device is developed. To exclude the formation of ice inside the recuperator, the air flow in it must be downward.

Keywords: ventilation system, construction, heat exchanger, condensate, energy efficiency.



REFERENCES

1. Dylewski R., Adamczyk J. Economic and ecological indicators for thermal insulating building investments. *Energy and Buildings*. 2012. No. 54. pp. 88–95. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.07.021.
2. Lobikova O.M., Lobikova N.V. Improving the energy efficiency of residential buildings: Problems, solution experience [*Povyshenie energoeffektivnosti zhilyh zdaniy: Problemy, opyt resheniya*]. Rossiya: tendencii i perspektivy razvitiya : Ezhegodnik. Vyp. 13. RAN. INION. Otd. nauch. sotrudnichestva; Otv. red. V.I. Gerasimov. M., 2018. Part 2. Pp. 351–353. (rus)
3. Puring S.M., Vatuzov D.N., Tyurin N.P. Parameter choice optimization of ventilating air cleaning equipment while designing and constructing industrial buildings. *Procedia Engineering*. Elsevier BV. 2016. Vol. 153. Pp. 563–568. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.08.192.
4. Lobikova N.V., Lobikova O.M., Galyuzhin S.D. Methodical approach to the assessment of innovative heating systems in a residential house. [*Metodicheskij podhod k ocenke innovacionnyh sistem otopleniya v zhilom dome*]. *Novye materialy, oborudovanie i tekhnologii v promyshlennosti: Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii molodyh uchenyh*. Mogilev: GU VPO «Belorussko-Rossijskij universitet», 2018. 138 p. (rus)
5. Gorshkov A., Vatin N., Nemova D., Shalbaldin A., Melnikova L., Kirill P. Using life-cycle analysis to assess energy savings delivered by building insulation. *Procedia Engineering*, 2015. No. 1 (117). Pp. 1085–1094.
6. Bakanova S.V., Baranov P.O. Evaluation of the economic feasibility of installing a heat exchanger bakery in the ventilation system of the building. [*Oценка ekonomicheskoy celesoobraznosti ustanovki v sisteme ventilyacii zdaniya pekarni rekuperatora*]. *Obrazovanie i nauka v sovremennom mire. Innovacii*. Penza: Izd-vo Penzenskij gosudarstvennyj universitet arhitektury i stroitel'stva. 2018. No. 2 (15). Pp. 139–145. (rus)
7. Kobelev N.S., Fedorov S.S., Kobelev V.N. Calculation and selection of energy-saving equipment for heat supply and ventilation systems of settlement. [*Raschet i vybor energosberegayushchego oborudovaniya sistem teplogazosnabzheniya i ventilyacii naseleennyh punktov*]. Kursk: Izd-vo Yugo-Zapadnyj gosudarstvennyj universitet, 2015. Pp. 322. (rus)
8. Miseviciute V., Martinaitis V. Analysis of ventilation system's heat exchangers integration possibilities for heating season. Pap. of the 8th International Conference «Environmental Engineering», 2011. May 19-20. Vilnius: Lithuania. 2011. Vol. 2. Pp. 781–787.
9. Galyuzhin S.D., Lobikova N.V., Lobikova O.M. The economic benefits of measures to increase the energy efficiency of ventilation systems [*Ekonomicheskaya vygoda meropriyatij povysheniya energeticheskoy effektivnosti sistem ventilyacii*] Kazakhstan-Refrigeration 2019: Proceedings of the Conference (February 20-21, 2019). Almaty: ATU, 2019. Pp. 104–110. (rus)
10. Sazonova A.A., Kel'vina K.V. Use of Heat Recuperators in Microclimate Support Systems. [*Primenenie rekuperatorov tepla v sistemah obespecheniya mikroklimata*]. *Nauchnyj al'manah*, 2016. No. 4-Z (18). Pp. 178–181. DOI: 10.17117/na.2016.04.03.178. (rus)
11. Samarin O.D. On the new approach to accounting for the condensation of water vapor during thermal calculation of air coolers. [*O novom podhode k uchetu kondensacii vodyanyh parov pri teplovom raschete vozduhoohladitelej*]. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Stroitel'stvo*, Novosibirsk: Izd-vo Novosibirskij gosudarstvennyj arhitekturno-stroitel'nyj universitet, 2016, no. 2 (686). Pp. 67–73. (rus)
12. Burcev S.I., Cvetkov Yu.N. Moist air. Composition and properties: studies. Benefit [*Vlazhnyj vozduh. Sostav i svojstva : ucheb. posobie*]. SPb. : Izd-vo SPbGAHPT St. Petersburg. : St. Petersburg State Academy of Art and Industry, 1998. 146 p. (rus)
13. Nashchokin V.V. Technical thermodynamics and heat transfer: studies. benefit for universities [*Tekhnicheskaya termodinamika i teploperedacha : ucheb. posob. dlya vuzov*]. 3-e izd. ispr. i dop. M. : Izd-vo Vyssh. shk., 1980. 469 p. (rus)
14. Compressed air and compressors – compendium [*Szhatyj vozduh i kompressory - kompendium*]. Available at: <http://www.immertech.ru/support/compendium/index>. (accessed: 10.03.2019). (rus)
15. Van der Waals equation. Chemical Faculty of Moscow State University [*Urvnenie Van-der-Vaal'sa. Himicheskij fakul'tet MGU*]. Available at: <http://www.chem.msu.ru/rus/teaching/real-gases/chap1%283%29.html>. (accessed: 11.18.2018). (rus)
16. Galyuzhin S.D., Lobikova N.V., Lobikova O.M., Galyuzhin A.S. The expediency of using modern energy-saving ventilation systems in the construction and reconstruction of buildings [*Celesoobraznost' ispol'zovaniya sovremennyh energosberegayushchih sistem ventilyacii pri stroitel'stve i rekonstrukcii zdaniy*]. *Journal of Science and Education of North-West Russia Scientific peer-reviewed Electronic Journal*. 2018. Vol. 4. No. 4. Pp. 1–8. (rus)
17. Al'tshul' A.D., Zhivotovskij L.S., Ivanov L.P. Hydraulics and Aerodynamics: a textbook for university students. [*Gidravlika i aerodinamika*]:



uchebnik dlya studentov vuzov]. M.: Strojizdat, 1987. 414 p. (rus)

18. Uhin B.V. Hydraulics: account. Allowance. [*Gidravlika: uch. posobie*]. M.: ID «FORUM»: INFRA-M, 2009. 464 p. (rus)

19. GOST 12.1.005-88 Occupational Safety Standards System (OSS). General sanitary and hygienic requirements for working area air [*GOST 12.1.005-88 Sistema standartov bezopasnosti truda (SSBT). Obshchie sanitarno-gigienicheskie trebovaniya k vozduhu rabochej zony*]. (rus)

20. Sanitary norms and rules. Requirements for the control of working area air, approved Fast. The Ministry of Health of the Republic of Belarus of October 11 2017 No. 92. [*Sanitarnye normy i pravila. Trebovaniya k kontrolyu vozduha rabochej zony, utv. Post. Min-va zdравоохранения RB ot 11 oktyabrya 2017 No. 92.*] <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/> (accessed: 01.10.2019). (rus)

21. Hygienic standards «Maximum permissible concentrations of harmful substances in the air of the working area» approved Fast. The Ministry of Health of the Republic of Belarus of October 11, 2017 no. 92. [*Gigienicheskie normativy «Predel'no dopustimye koncentracii vrednyh veshchestv v vozduhe rabochej zony».* utv. Post. Min-va zdравоохранения RB ot 11 oktyabrya 2017 g. №92] Adobe Acrobat Reader. URL: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/> (accessed: 10.01.2019). (rus)

Information about the authors

Galyuzhin, Sergey D. PhD. Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic of Belarus, 212000, Mogilev, Mira Ave, 43.

Lobikava, Nadezhda V. Master student. E-mail: nadya.lobickova@yandex.ru. Belarusian-Russian University. Republic of Belarus, 212000, Mogilev, Mira Ave, 43.

Lobikava, Olga M. Senior Lecturer. E-mail: olg.lobikova@yandex.ru. Belarusian-Russian University. Republic of Belarus, 212000, Mogilev, Mira Ave, 43.

Received in May 2019

Для цитирования:

Галюжин С.Д., Лобикова Н.В., Лобикова О.М. Определение исходных данных для проектирования устройства удаления конденсата из рекуператора вентиляционной установки // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2019. № 7. С. 63–71. DOI: 10.34031/article_5d35d0b6901803.57308546

For citation:

Galyuzhin S.D., Lobikava N.V., Lobikava O.M. Determination of initial data for designing a device to remove condensate from the recuperator of ventilation equipment. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2019. No. 7. Pp. 63–71. DOI: 10.34031/article_5d35d0b6901803.57308546

22. Klingenburg equipment catalog. Heat recovery plate heat exchangers [*Katalog oborudovaniya Klingenburg. Rekuperaciya tepla plastinchatymi teploobmennikami*]. Available at: Adobe Acrobat Reader. URL: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/klingenburg/10825> (accessed: 12.01.2018). (rus)

23. Johnson N., Lyon F. Statistics and Experiment Planning in Science and Technology: Experiment Planning Methods: trans. from English [*Statistika i planirovanie eksperimenta v nauke i tekhnike: Metody planirovaniya eksperimenta*] per. s angl., M.: Izd-vo Mir, 1981. 520 p. (rus)

24. Yazheritsyn P.I., Makharinsky E.I. Planning of an experiment in mechanical engineering. [*Planirovanie eksperimenta v mashinostroenii*]. Minsk: Izd-vo Vysh. shk., 1985. 286 p. (rus)

25. Galyuzhin A. S. Justification of the necessity of drying compressed air. [*Obosnovanie neobhodimosti osushki szhatogo vozduha*]. Vestn. Mogilevskogo gos. un-ta prodovol'stviya. 2010. No. 1. Pp. 113–119. (rus)

26. Lukanin V.N., Shatrov M.G., Kamfer G.M. Heat engineering: a textbook for universities. [*Teplo tekhnika*] uchebnik dlya vuzov. pod red. V. N. Lukanina. M.: Vyssh. shk., 2000. 671 p. (rus)

27. Vilner Ya.M., Nekrasov B.B. Reference manual for hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives [*Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i gidroprivodam*]. Minsk: Izd-vo Vysh. shk., 1985. 382 p. (rus)

