

УДК 697.978

*Н. В. Лобикова, С. Д. Галюзжин, О. М. Лобикова*

## ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ УДАЛЕНИЯ КОНДЕНСАТА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

UDC 697.978

*N. V. Lobikova, S. D. Galyuzhin, O. M. Lobikova*

## HYDRAULIC CALCULATION OF CONDENSATE REMOVAL SYSTEM FOR THE VENTILATION UNIT

### Аннотация

При удалении воздуха из помещения и прохождении его через рекуператор вентиляционной установки образуется конденсат. Во избежание переполнения поддона и разлива конденсата на поверхности вентиляционной установки необходим правильный подбор трубопровода, что позволит повысить уровень безопасности труда при эксплуатации и обслуживании данной установки. Разработан алгоритм гидравлического расчета системы удаления конденсата из вентиляционной установки, позволяющий подобрать трубопровод, соединяющий поддон для сбора конденсата с канализационной системой.

### Ключевые слова:

система вентиляции, рекуператор, конденсат, энергоэффективность, безопасность.

### Abstract

Condensate forms when air removed from the premises passes through the recuperator of the ventilation unit. In order to avoid tray overflow and condensate spill on the surface of the ventilation unit, the correct selection of a pipeline is necessary, which will increase the level of labor safety during operation and maintenance of this unit. An algorithm has been developed for the hydraulic calculation of the system for condensate removal from the ventilation unit, which allows selecting a pipeline connecting a condensate collection tray to the sewer system.

### Keywords:

building ventilation system, recuperator, condensate, energy efficiency, safety.

### Введение

Развитие успешных стратегий энергосбережения должно проводиться на всех стадиях жизненного цикла инвестиционного процесса: прединвестиционной, инвестиционной, эксплуатационной, как при новом строительстве, так при реконструкции, технической модернизации зданий, как в производственной, так и в непромышленной сферах. Требование энергетической эффективности всех систем обеспечения микроклимата помещений закреплено в проводимой государственной политике ряда стран.

На протяжении последних 25 лет в Беларуси также разрабатываются мероприятия, направленные на сокращение потребления энергоресурсов при строительстве и эксплуатации зданий.

Современные системы вентиляции классифицируют по назначению: приточные, вытяжные и приточно-вытяжные; по способу перемещения воздуха: естественные (гравитационные) или искусственные (с механическим побуждением), гибридные; по зоне обслуживания: местные или общеобменные; по конструктивному исполнению: каналные и бесканальные. Естествен-



ной вентиляции в большинстве случаев недостаточно для создания комфортного микроклимата в помещениях. В холодное время года, когда открыты окна в режиме проветривания, быстро уходит тепло из помещения, а это приводит к лишним затратам на отопление. Эффективные системы вентиляции воздуха, применяемые в производственных, общественных и жилых зданиях, должны гарантировать удаление микроорганизмов, запахов, углекислого газа, пыли, токсичных и раздражающих веществ, подачу чистого воздуха, эстетичность, небольшие габариты, компактные коммуникации. Кроме того, они должны быть экономичными и обеспечивать максимально возможную утилизацию тепла удаляемого из помещения воздуха.

При строительстве и реконструкции зданий и сооружений предусматривается установка эффективных вентиляционных систем, в которых, как правило, применяются рекуператоры, позволяющие частично утилизировать тепло удаляемого воздуха.

Рекуператор (от лат. *Recuperator* – получающий обратно, возвращающий) – теплообменник, позволяющий передавать тепло от удаляемого из помещения в окружающую среду загрязненного воздуха к приточному воздуху, поступающему из атмосферы. Рекуператоры могут различаться по схеме относительного движения приточного и удаляемого воздуха – противоточные, перекрестноточные, прямоточные и др. Конструктивно они бывают трубчатые, пластинчатые, ребристые и т. д.

Наибольшее распространение получили пластинчатые рекуператоры. Основные преимущества данной конструкции рекуператоров – сочетание невысокой по сравнению с другими типами рекуператоров цены и высокой эффективности. Однако при проектировании систем вентиляции с установленным пластинчатым рекуператором возникает ряд технических проблем. Одной из них является образование конденсата

(от лат. *Condensatus* – уплотнённый, сгущённый) – продукт конденсации парообразного состояния жидкостей, т. е. продукт перехода вещества при охлаждении из газообразной в жидкую форму. Конденсат образуется при прохождении удаляемого воздуха через рекуператор вентиляционной установки при температурах атмосферного (приточного) воздуха ниже 3...4 °С [1]. Причиной этого является охлаждение удаляемого воздуха ниже температуры точки росы. При отсутствии или несоответствии спроектированной системы удаления конденсата параметрам функционирования объекта в зимнее время происходит образование наледи в вытяжных воздуховодах снаружи помещения, а также инея на наружной поверхности рекуператора, особенно если он установлен в отдельном неотапливаемом помещении [1]. Образование инея и наледи вызывает сокращение площади живого сечения вытяжного воздуховода и, в конечном итоге, может привести к прекращению функционирования системы вентиляции. Поэтому вентиляционная установка должна быть снабжена системой сбора и удаления конденсата. Наиболее эффективным способом удаления конденсата является сброс его в канализацию самотеком, т. к. при этом не требуется дополнительных затрат энергии на привод откачивающего насоса.

Расход конденсата зависит от состояния (температуры и относительной влажности) удаляемого из помещения воздуха, а также от его подачи и степени охлаждения на выходе рекуператора [1]. Поэтому актуальным является создание алгоритма расчета системы удаления конденсата из вентиляционной установки, который позволит подобрать трубопровод, соединяющий поддон для сбора конденсата с канализационной системой. Правильный подбор данного трубопровода позволит в свою очередь избежать переполнения поддона и скапливания конденсата на поверхности вентиляционной установки.

## Объект исследований

## Основная часть

Основной задачей гидравлического расчета системы удаления конденсата самотеком является выбор внутреннего диаметра  $d$  сливного трубопровода. При произвольном выборе диаметра возможно возникновение следующих проблем. Если диаметр трубопровода недостаточен, то будет происходить переполнение поддона для сбора конденсата, перелив его в корпус вентиляционной установки и попадание на пол помещения (вентиляционной камеры). При избыточном диаметре трубопровода будут неоправданные финансовые затраты.

Для проектирования системы удаления конденсата необходимо знать количество конденсата, которое образуется за единицу времени в удаляемом воздухе при прохождении его через рекуператор, т. е. расход конденсата. В [1] установлено, что для определения массы конденсата, выделившегося при прохождении удаляемого воздуха через рекуператор, можно использовать уравнение Клапейрона, т. к. при этом обеспечивается достаточная точность для технических расчетов. Тогда зависимость для расчета массы конденсата  $m_k$  имеет вид [2]:

$$m_k = V_{ex} \varphi_{ex} \left( a_1 T_{ex}^4 + a_2 T_{ex}^3 + a_3 T_{ex}^2 + a_4 T_{ex} + a_5 \right) - \frac{p_{ex} V_{ex} T_{vyl}}{T_{ex} p_{vyl}} \varphi_{vyl} \left( a_1 T_{vyl}^4 + a_2 T_{vyl}^3 + a_3 T_{vyl}^2 + a_4 T_{vyl} + a_5 \right), \quad (1)$$

где  $V_{ex}$  – объем воздуха на входе в рекуператор, м<sup>3</sup>;  $\varphi_{ex}$ ,  $\varphi_{vyl}$  – относительная влажность удаляемого воздуха на входе в рекуператор и на выходе из него;  $T_{ex}$ ,  $T_{vyl}$  – абсолютная температура удаляемого воздуха на входе в рекуператор и на выходе из него соответственно, К;  $p_{ex}$ ,  $p_{vyl}$  – абсолютное давление воздуха на входе в рекуператор и на выходе из него соответственно, Па;  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ ,  $a_4$ ,  $a_5$  – коэффициенты уравнения ре-

грессии, позволяющего аналитическим путем определить массу конденсата в воздухе в состоянии насыщения,  $a_1 = 0,102 \cdot 10^5$ ;  $a_2 = 0,956 \cdot 10^3$ ;  $a_3 = 0,336$ ;  $a_4 = 52,559$ ;  $a_5 = 3093,081$ .

Для определения объемного расхода конденсата  $Q_k$ , м<sup>3</sup>/с, подставим вместо  $V_{ex}$  расход воздуха  $Q_{ex}$ , м<sup>3</sup>/с, поступающего на вход рекуператора, и разделим уравнение (1) на плотность воды  $\rho_v$ , кг/м<sup>3</sup>, т. е.

$$Q_k = \frac{Q_{ex}}{\rho_v} \left[ \varphi_{ex} \left( a_1 T_{ex}^4 + a_2 T_{ex}^3 + a_3 T_{ex}^2 + a_4 T_{ex} + a_5 \right) - \frac{p_{ex} T_{vyl}}{T_{ex} p_{vyl}} \varphi_{vyl} \left( a_1 T_{vyl}^4 + a_2 T_{vyl}^3 + a_3 T_{vyl}^2 + a_4 T_{vyl} + a_5 \right) \right]. \quad (2)$$

Как известно, конденсат выделяется, когда удаляемый воздух становится пересыщенным, а относительная влажность при этом  $\varphi_{vyl} = 1$ . Поэтому при расчете  $Q_k$  необходимо принять  $\varphi_{vyl} = 1$ . Если в результате расче-

тов  $Q_k \leq 0$ , то это означает, что образование конденсата не происходит. Следует отметить, что в зимнее время для Беларуси и России при удалении воздуха из помещения и прохождении его через рекуператор всегда образуется кон-



денсат. Исключение составляют специальные помещения, где относительная влажность воздуха составляет всего несколько процентов.

Относительная влажность  $\phi_{вх}$  и температура  $T_{вх}$  определяются в соответствии с нормативными документами, регламентирующими параметры микроклимата помещений [3–5]. 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*. Давление на входе в рекуператор  $p_{вх}$  равно аэродинамическому сопротивлению пневмолинии от входа в рекуператор до выхода в атмосферу. Давление  $p_{вых} = p_{вх} - \Delta p_{рк}$  ( $\Delta p_{рк}$  – потери дав-

ления в рекуператоре, Па). Температура  $T_{вых}$  определяется в соответствии с технической документацией на рекуператор, причем принимается ее минимально возможное значение для данной климатической зоны, т. к. при этом выделяется наибольший объем конденсата. Расход удаляемого воздуха  $Q_{вх}$  принимается в соответствии с технической документацией на вентиляционную установку. Плотность воды с достаточной точностью для технических расчетов при давлениях до 10 МПа в диапазоне температур от 0 до 20 °С (максимально возможный диапазон температуры конденсата) можно принять  $\rho_в = 10^3 \text{ кг/м}^3$  [6, с. 7].

Для выполнения гидравлического расчета необходимо знать величину напора  $H$ , который зависит от расположения вентиляционной установки относительно канализационной трубы (рис. 1).

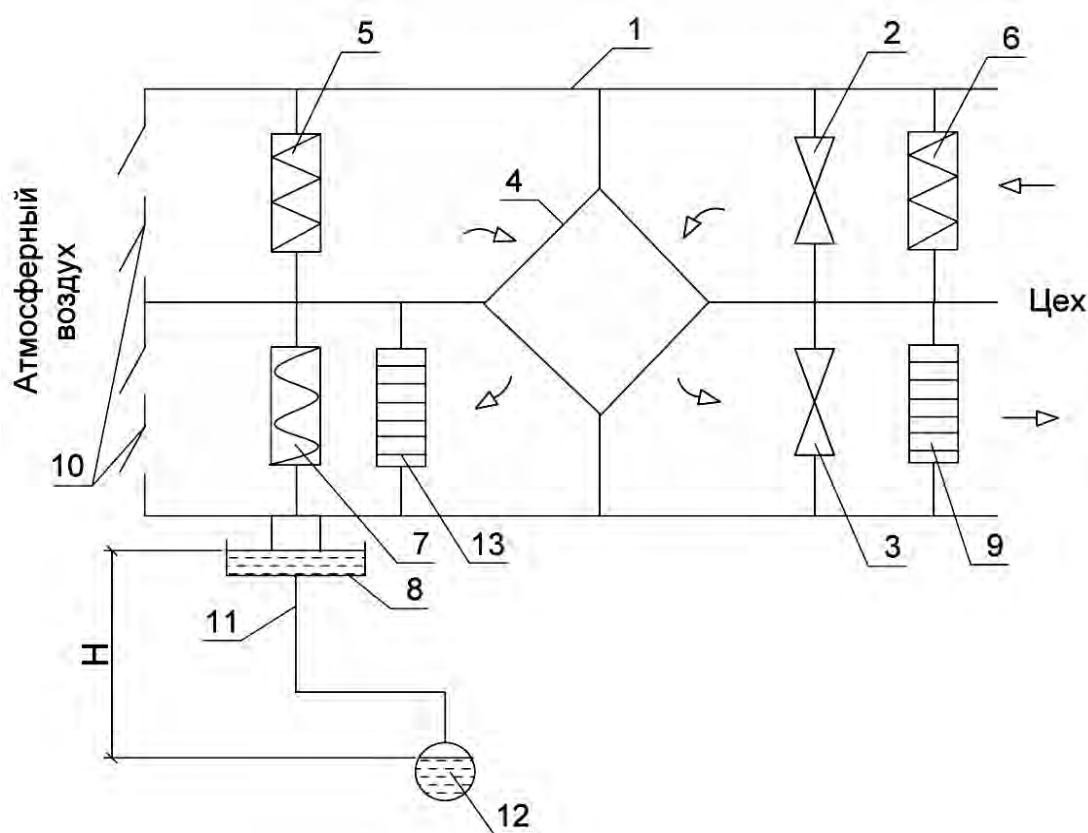


Рис. 1. Схема вентиляционной установки с системой удаления конденсата: 1 – корпус установки; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – приточный вентилятор; 4 – рекуператор; 5, 6 – фильтры; 7 – каплеуловитель; 8 – поддон для сбора конденсата; 9 – нагреватель; 10 – жалюзи; 11 – дренажный трубопровод; 12 – канализационный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



Напор  $H$  при движении конденсата по трубопроводу 11 расходуется на преодоление местных и линейных гидравлических сопротивлений [7, с. 106]:

$$H = \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta + 1 \right) \frac{U_{\kappa}^2}{2g}, \quad (3)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  $l$  – длина трубопровода, м;  $d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $\Sigma \zeta$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений;  $U_{\kappa}$  – средняя скорость течения конденсата в трубопроводе, м/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Решим уравнение (3) относительно  $d$ :

$$d = \frac{\lambda l U_{\kappa}^2}{2gH - (\Sigma \zeta + 1)U_{\kappa}^2}. \quad (4)$$

С учетом того, что  $U_{\kappa} = 4Q_{\kappa}/\pi d^2$ , уравнение (4) примет вид:

$$d = \frac{8\lambda l Q_{\kappa}^2}{\pi^2 g d^4 H - 8(\Sigma \zeta + 1)Q_{\kappa}^2}. \quad (5)$$

Преобразуем уравнение (5):

$$\pi^2 g H d^5 - 8(\Sigma \zeta + 1)Q_{\kappa}^2 d - 8\lambda l Q_{\kappa}^2 = 0. \quad (6)$$

Данное уравнение имеет два неизвестных:  $d$  и  $\lambda$ . Рассмотрим методику определения величин, входящих в уравнение (6). Величина напора  $H$  и длина трубопровода  $l$  определяются конструктивно в соответствии с расположением вентиляционной установки относительно канализационного трубопровода. Сумма коэффициентов местных сопротивлений  $\Sigma \zeta$  определяется по справочнику, например [8, с. 203–232]. Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  в общем случае зависит от числа Рей-

нольдса  $Re$  и относительной шероховатости трубы  $\Delta_{\varepsilon}/d$  ( $\Delta_{\varepsilon}$  – абсолютная величина эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости, мм). Величина  $\Delta_{\varepsilon}$  зависит от вида и материала трубы и определяется по [8, с. 200]. В этой связи решить уравнение (6) относительно  $d$  в явном виде не представляется возможным. Поэтому используем метод последовательных приближений.

Вначале конструктивно задаемся диаметром  $d_1$ . В зависимости от конструкции трубопровода 11 (см. рис. 1) определяем  $H$  и  $l$ , а по [8] –  $\Sigma \zeta$  и  $\Delta_{\varepsilon}$ . С помощью уравнения (2) рассчитываем  $Q_{\kappa}$ . Затем для расчета  $\lambda$  определяем число Рейнольдса  $Re$ :

$$Re = \frac{4Q_{\kappa}}{\pi d_1 \nu}, \quad (7)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость воды.

Кинематическая вязкость воды определяется по справочнику в зависимости от ее температуры [6, с. 14]. В качестве температуры воды можно принять  $T_{\text{вх}}$ .

При  $Re < 2300$  имеет место область ламинарного течения: *область I*. В этой области  $\lambda$  зависит только от числа Рейнольдса и определяется следующей зависимостью [8, с. 199]:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (8)$$

*Область II* наблюдается при переходе от ламинарного течения к турбулентному:  $Re = 2300 \dots 4000$ . В этой области  $\lambda$  также зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле Н. Френкеля [7, с. 83]:

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}}. \quad (9)$$

*Область III* – область гидравлически гладких труб (режим течения турбулентный) имеет место



при  $Re = 4000 \dots 20d_1/\Delta_3$ . В этой области  $\lambda$  также зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от шероховатости стенок трубы.

Для определения  $\lambda$  в этой области при  $Re < 10^5$  можно пользоваться формулой Блазиуса [6, с. 67]:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (10)$$

При  $4000 < Re < 3 \cdot 10^6$  целесообразно использовать формулу Коцакова [6, с. 69]:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (11)$$

В области IV докватричного сопротивления ( $Re = 20 d_1/\Delta_3 \dots 500 d_1/\Delta_3$ )  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенок трубы  $\Delta_3/d_1$ . Для определения  $\lambda$  в этой области наиболее часто используют формулу А. Д. Альтшуля [6, с. 69]:

$$\lambda = 0,11(\Delta_3 / d_1 + 68 / Re)^{0,25}. \quad (12)$$

Область квадратичного сопротивления (область V) наблюдается при  $Re > 500 d_1/\Delta_3$ . В этой области  $\lambda$  зависит только от относительной шероховатости стенок трубы  $\Delta_3/d_1$ . Для определения  $\lambda$  в этой области часто используют формулу Прандтля – Никурадзе [6, с. 72]:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,2 \lg \frac{3,7d_1}{\Delta_3}\right)^2}, \quad (13)$$

а также формулу Шифринсона [6, с. 72]:

$$\lambda = 0,11(\Delta_3 / d_1)^{0,25}. \quad (14)$$

Затем с помощью уравнения, полученного из уравнения (6), определяем  $H_1$ :

$$H_1 = \frac{8Q_k^2(\Sigma \zeta d_1 + \lambda l)}{\pi^2 g d_1^5}. \quad (15)$$

Сравниваем  $H_1$  с  $H$ . Если  $H_1 > H$ , то это означает, что выбранный  $d_1$  недостаточен и для протекания воды с расходом  $Q_k$  для исключения переполнения поддона 8 (см. рис. 1) необходим трубопровод большего диаметра. При  $H_1 > H$  диаметр трубопровода необходимо уменьшить. По результатам данного сравнения принимаем новое значение диаметра трубопровода  $d_2$ , повторяем расчет, определяем  $H_2$  и сравниваем его с  $H$ . Если разница между  $H_2$  и  $H$  не превышает 5 %, то результат можно считать удовлетворительным для технических расчетов. Когда разница между  $H_2$  и  $H$  превышает 5 %, то необходимо расчет продолжить до достижения требуемой разницы в 5 %. Затем из сортамента труб необходимо выбрать трубу с ближайшим большим диаметром. Схема алгоритма расчета  $d$  приведена на рис. 2.

### Заключение

Разработан алгоритм гидравлического расчета системы удаления конденсата из вентиляционной установки, позволяющий в конечном итоге подобрать трубопровод, соединяющий поддон для сбора конденсата с канализационной системой. Правильный подбор данного трубопровода позволяет избежать переполнения поддона и разлива конденсата на поверхности установки вентиляционной установки, что повышает уровень безопасности труда при эксплуатации и обслуживании данной установки.



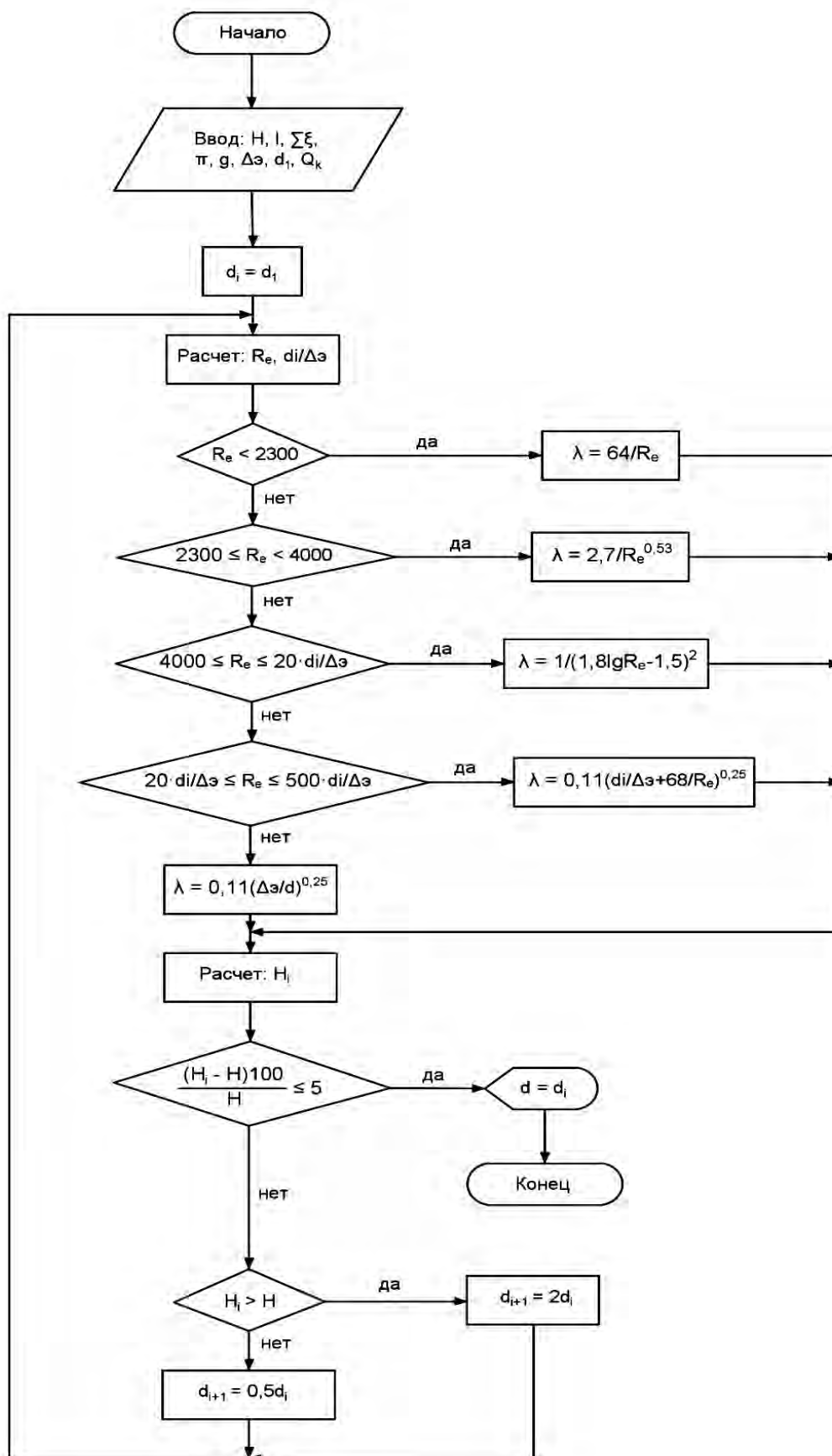


Рис. 2. Схема алгоритма гидравлического расчета системы удаления конденсата из вентиляционной установки



СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Галюжин, С. Д.** Определение исходных данных для проектирования устройства удаления конденсата из рекуператора вентиляционной установки / С. Д. Галюжин, Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова // Вестн. БГТУ им. В. Г. Шухова. – 2019. – № 7. – С. 63–71.
2. **Галюжин, А. С.** Определение объема конденсата при сжатии воздуха с помощью уравнений Клапейрона и Ван-дер-Ваальса / А. С. Галюжин, С. Д. Галюжин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 4. – С. 110–119.
3. **ГОСТ 12.1.005–88.** ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
4. Санитарные нормы и правила. Требования к контролю воздуха рабочей зоны [Электронный ресурс]: утв. постановлением М-ва здравоохранения РБ от 11 окт. 2017 г. № 92. – Режим доступа: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdenu-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/>. – Дата доступа: 10.01.2019.
5. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны: гигиенические нормативы [Электронный ресурс]: утв. постановлением М-ва здравоохранения РБ от 11 окт. 2017 г. № 92. – Режим доступа: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546/>. – Дата доступа: 10.01.2019.
6. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 382 с.
7. **Юшкин, В. В.** Гидравлика и гидравлические машины: учебное пособие / В. В. Юшкин. – Минск: Вышэйшая школа, 1974. – 270 с.
8. **Ухин, Б. В.** Гидравлика: учебное пособие / Б. В. Ухин. – Москва: ФОРУМ, 2009. – 464 с.

*Статья сдана в редакцию 20 марта 2020 года*

**Надежда Васильевна Лобикова**, лаборант, Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-33-628-11-92.  
**Сергей Данилович Галюжин**, доц., Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-29-740-39-48.  
**Ольга Михайловна Лобикова**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-33-628-11-92.

**Nadezhda Vasilyevna Lobikova**, laboratory assistant, Belarusian-Russian University. Phone: +375-33-628-11-92.  
**Sergey Danilovich Galyuzhin**, Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-29-740-39-48.  
**Olga Mikhailovna Lobikova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-33-628-11-92.