

**МИНИСТЕРСТВО РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ПО ДЕЛАМ ГРАЖДАНСКОЙ ОБОРОНЫ, ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМ  
СИТУАЦИЯМ И ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ  
СТИХИЙНЫХ БЕДСТВИЙ**

---

**Федеральное государственное бюджетное учреждение  
«Всероссийский ордена «Знак Почета» научно-исследовательский институт  
противопожарной обороны МЧС России» (ФГБУ ВНИИПО МЧС России)**

**Методика оценки фактических параметров противодымной защиты  
зданий и сооружений при проведении государственного надзора  
(проект)**

Москва - 2017

## **1. Общие положения**

Настоящая методика разработана в развитие положений [2] и регламентирует порядок пересчета расхода воздуха, подлежащего удалению системами вытяжной противодымной вентиляции, полученного при проведении приемосдаточных и периодических испытаний сотрудниками государственного надзора МЧС России на объектах различных классов функциональной пожарной опасности.

Положения настоящей методики не распространяются на системы вытяжной противодымной вентиляции с естественным побуждением тяги, а также на все типы систем приточной противодымной вентиляции. В отношении перечисленных систем следует руководствоваться методологией, установленной в [2].

## **2. Исходные данные**

Исходными данными для выполнения расчетов по настоящей методике являются результаты приемосдаточных испытаний систем вытяжной противодымной вентиляции по методу, установленному в [2] для систем вытяжной противодымной вентиляции с механическим побуждением тяги.

Для выполнения расчетов также необходима техническая документация в составе:

- утвержденная в установленном порядке согласно ст. 49 [1] проектная документация раздела «Мероприятия по обеспечению пожарной безопасности», содержащая результаты расчетного определения основных параметров противодымной вентиляции зданий;
- вентиляционный паспорт на испытываемую систему вытяжной противодымной вентиляции, оформленный в соответствии с требованиями [3];
- паспорт на вентилятор испытываемой системы вытяжной противодымной вентиляции, оформленный заводом изготовителем и содержащий вписанный в него заводской номер;

– паспорта на противопожарные нормально закрытые клапаны, установленные на системе, оформленные заводом изготовителем и содержащие вписанные в них заводские номера.

Указанная техническая документация, как правило, должна содержаться на Объекте.

### 3. Методические основы

3.1. Расход воздуха подлежит расчетному определению для наиболее удаленного от вентилятора дымоприемного устройства испытываемой системы вытяжной противодымной вентиляции при фактической температуре в защищаемом помещении (коридоре) в момент проведения испытаний.

3.2. Расчетное определение требуемого значения расхода воздуха через открытое дымоприемное устройство испытываемой системы вытяжной противодымной вентиляции следует производить по формулам, представленным ниже.

Для определения давления (разрежения) в вытяжном канале перед вентилятором  $P_{sa}$  следует использовать зависимость:

$$P_{sa} = \frac{P_{sv}\rho_v}{1.2} + gh(\rho_a - \rho_{sm}), \quad (1)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения ( $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ );

$h$  – разность уровней фактического расположения входного устройства вентилятора и открытого дымоприемного устройства вытяжного канала, м;

$\rho_{sm}$  – средняя плотность газа в вытяжном канале (усредненная по значениям температуры  $T_{sm0}$  и  $T_v$ ),  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_a$  – плотность воздуха при температуре  $T_a$ ;

$\rho_v$  – плотность газа, перемещаемого вентилятором (при температуре  $T_v$ ),  
К;

$P_{sv}$  – приведенное статическое давление вентилятора (при температуре  $20^\circ\text{C}$ ).

Средняя плотность газа в вытяжном канале  $\rho_{sm}$  вычисляется по формуле:

$$\rho_{sm} = \frac{2\rho_a T_a}{T_{sm0} + T_v}, \quad (2)$$

где  $T_a$  – температура воздуха в помещении или коридоре и в вытяжном вентиляционном канале при проведении аэродинамических испытаний, К;

$T_{sm0}$  – установленное при проектировании испытываемой системы значение температуры удаляемых из помещения или коридора продуктов горения (принимается на основании данных проектной документации), К;

$T_v$  – установленные при проектировании испытываемой системы вытяжной противодымной вентиляции значение температуры продуктов горения перемещаемых вентилятором (принимается на основании данных проектной документации), К;

$\rho_a$  – то же, что и в формуле (1).

Объемный расход перемещаемого вентилятором воздуха  $L_a$  при температуре  $T_a$ , функционально зависит от давления  $P_{sa}$ :

$$L_a = f\left(\frac{1.2P_{sa}}{\rho_v}\right), \quad (3)$$

где  $P_{sa}$  и  $\rho_v$  – то же, что в формуле (1).

Указанное выше значение расхода перемещаемого вентилятором воздуха определяется на основании данных предприятия изготовителя, представленных в паспорте на вентилятор системы вытяжной противодымной вентиляции (аэродинамическая характеристика).

Для определения массового расхода воздуха  $G_a$  перемещаемого вентилятором применяется зависимость:

$$G_a = \frac{\rho_a L_a}{3600}, \quad (4)$$

где  $\rho_a$  – то же, что формуле (1);

$L_a$  – то же, что в формуле (3).

Давление (разрежение)  $P_{sn}$  в вытяжном канале перед ближайшим закрытым дымоприемным устройством (противопожарным клапаном) при температуре перемещаемого воздуха  $T_a$  определяется по формуле:

$$P_{sn} = P_{sa} - 0.5\rho_a \left( \Sigma\zeta_n + \frac{\lambda_n l_n}{d_{en}} \right) \left( \frac{G_a}{\rho_a F_n} \right)^2, \quad (5)$$

где  $P_{sa}$  и  $\rho_a$  – то же, что в формуле (1);

$G_a$  – то же, что и в формуле (4);

$\Sigma\zeta_n$  – сумма коэффициентов местного сопротивления вытяжного канала на участке от вентилятора до ближайшего дымоприемного устройства, принимаемая по данным проектной документации;

$\lambda_n$  – коэффициент сопротивления трения вытяжного канала на участке от вентилятора до ближайшего дымоприемного устройства, принимаемый по данным проектной документации или вычисляемый по формуле (73) [3] (для не корродированных стальных вентиляционных каналов, шахт, коллекторов и пр., может приниматься равным нулю);

$l_n$  – длина вытяжного канала на участке от вентилятора до ближайшего дымоприемного устройства, принимаемая по данным проектной документации м;

$d_{en}$  – эквивалентный гидравлический диаметр вытяжного канала на участке от вентилятора до ближайшего дымоприемного устройства ( $d_{en} = 4F_n/P_n$ , где  $F_n$  – площадь проходного сечения вытяжного канала на участке от вентилятора до ближайшего дымоприемного устройства, м<sup>2</sup>;  $P_n$  – его периметр, м).

Подсос воздуха  $\Delta G_{dpn}$  через ближайшее к вентилятору закрытое дымоприемное устройство (при наличии) определяется по формуле:

$$\Delta G_{dpn} = F_{dpn} \left( \frac{P_{sn}}{S_{dpn}} \right)^{0,5}, \quad (6)$$

где  $F_{dpn}$  – площадь проходного сечения ближайшего к вентилятору и закрытого дымоприемного устройства (противопожарного нормально закрытого клапана, при наличии), м<sup>2</sup>;

$P_{sn}$  – то же, что в формуле (5);

$S_{dpn}$  – удельное сопротивление воздухопроницанию ближайшего к вентилятору закрытого дымоприемного устройства (противопожарного

нормально закрытого клапана, при наличии), принимаемое по данным паспортов предприятий изготовителей, м<sup>3</sup>/кг (при отсутствии данных, допускается принимать равным по [4] 1600 м<sup>3</sup>/кг).

Давление (разрежение)  $P_{si}$  в вытяжном канале у  $i$ -го закрытого дымоприемного устройства при температуре перемещаемого воздуха  $T_a$  определяется по формуле:

$$P_{si} = P_{sn} - 0.5\rho_a \left( \sum \zeta_i + \frac{\lambda_i l_i}{d_{ei}} \right) \left( \frac{G_i}{\rho_a F_i} \right)^2, \quad (7)$$

где  $P_{sn}$  - то же, что в формуле (5);

$\rho_a$  - то же, что в формуле (1);

$G_i$  - массовый расход перемещаемого в вытяжном канале воздуха у  $i$ -го закрытого дымоприемного устройства, кг/с;

$\sum \zeta_i$  - сумма коэффициентов местного сопротивления вытяжного канала на  $i$ -х участках, принимаемая по данным проектной документации;

$\lambda_i$  - коэффициент сопротивления трения вытяжного канала на  $i$ -м участке вентиляционного канала, принимаемый по данным проектной документации или вычисляемый по формуле (73) [5] (для не корродированных стальных вентиляционных каналов, шахт, коллекторов и пр., может приниматься равным нулю);

$l_i$  - длина  $i$ -го участка вытяжного канала, принимаемая по данным проектной документации м;

$d_{ei}$  - эквивалентный гидравлический диаметр вытяжного канала на  $i$ -м участке ( $d_{ei} = 4F_i/P_i$ , где  $F_i$  - площадь проходного сечения вытяжного канала на  $i$ -м участке, м<sup>2</sup>;  $P_i$  - его периметр, м).

Подсос воздуха  $\Delta G_{dpi}$  через  $i$ -е закрытое дымоприемное устройство (при наличии) определяется по формуле:

$$\Delta G_{dpi} = F_{dpi} \left( \frac{P_{si}}{S_{dpi}} \right)^{0,5}, \quad (8)$$

где  $F_{dpi}$  - площадь проходного сечения  $i$ -го закрытого дымоприемного устройства (противопожарного нормально закрытого клапана, при наличии), м<sup>2</sup>;

$P_{si}$  – то же, что в формуле (7);

$S_{dpi}$  – удельное сопротивление воздухопроницанию  $i$ -го закрытого дымоприемного устройства (противопожарного нормально закрытого клапана, при наличии), принимаемое по данным паспортов предприятий изготовителей,  $\text{м}^3/\text{кг}$  (при отсутствии данных, допускается принимать равным по [3]  $1600 \text{ м}^3/\text{кг}$ ).

Массовый расход  $G_0$  удаляемого через открытое дымоприемное устройство воздуха определяется по формуле:

$$G_0 = G_a - (\Delta G_{dpn} + \Sigma \Delta G_{dpi}), \quad (9)$$

где  $G_a$  – то же, что в формуле (4);

$\Delta G_{dpn}$  – то же, что в формуле (6);

$\Delta G_{dpi}$  – то же, что в формуле (8).

Требуемое значение расхода воздуха через открытое дымоприемное устройство испытываемой системы вытяжной противодымной вентиляции следует производить по формуле:

$$L_0 = \frac{3600 G_0}{\rho_a}, \quad (10)$$

где  $G_0$  – то же, что в формуле (9);

$\rho_a$  – то же, что в формуле (1).

Фактическое исполнение вытяжных каналов, в том числе их геометрические характеристики следует принимать в расчет согласно исполнительной проектной документации. Технические данные смонтированных в составе испытываемых систем вытяжной противодымной вентиляции противопожарных нормально закрытых клапанов, в том числе геометрические размеры проходных сечений и фактические значения удельного сопротивления воздухопроницанию, подлежат учету в соответствии с комплектом эксплуатационной документации предприятий-изготовителей при наличии сертификатов подтверждения соответствия.

Установленные расчетом требуемые значения расхода воздуха  $L_0$  через открытые дымоприемные устройства подлежат сравнительному оценочному

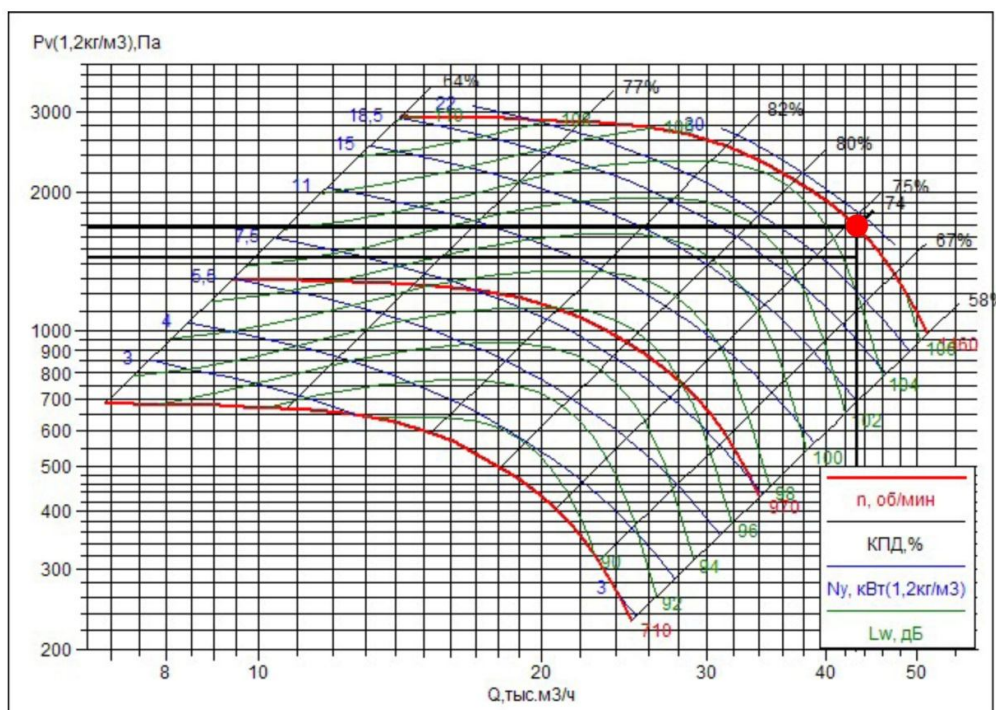
сопоставлению с фактически измеренными величинами в аэродинамических испытаниях систем противодымной вентиляции зданий в соответствии с [2].

## 4. Пример расчета

### 4.1. Исходные данные

Температура в помещении при проведении испытаний  $T_a = 278$  К (подлежит фиксации перед испытаниями). Приведенное статическое давление вентилятора  $P_{sv} = 1436$  Па (принято на основании данных проектной документации, для примера см. приложение Б). Температура удаляемых из помещения продуктов горения  $T_{sm0} = 423.1$  К (принято на основании данных проектной документации, для примера см. приложение Б). Температура удаляемых из помещения продуктов горения  $T_v = 419.2$  К (принято на основании данных проектной документации, для примера см. приложение Б).

В составе системы установлен вентилятор ВРАН9-090-ДУВ, аэродинамическая характеристика которого приведена на рис. 1 (принимается по паспортным данным на изделие).



● – рабочая точка

Рис. 1. Аэродинамическая характеристика вентилятора



АксонOMETрическая схема системы приведена на рис. 2 (принимается на основании данных проектной документации и/или вентиляционных паспортов на испытываемые системы).

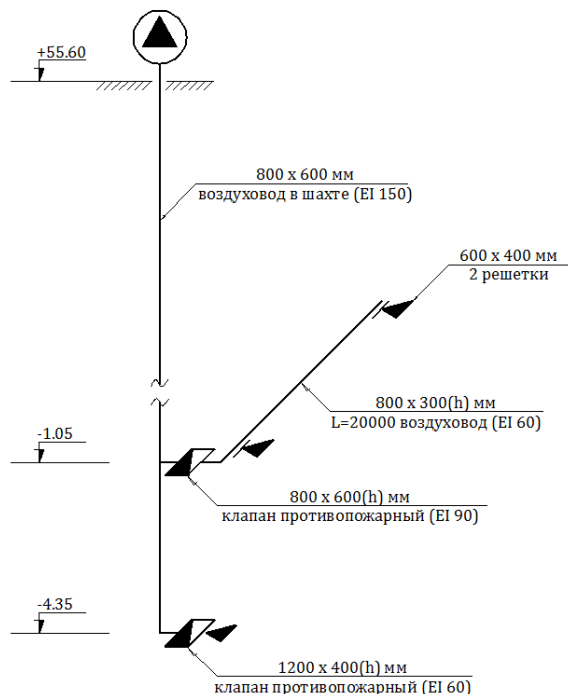


Рис. 2. Аксонометрическая схема испытываемой системы вытяжной противодымной вентиляции

#### 4.2. Порядок расчета

По формуле (2) определяем среднюю плотность газа в вентиляционном канале:

$$\rho_{sm} = \frac{2 \cdot 1,27 \cdot 278}{423,1 + 419,2} = 0,838 \text{ кг/м}^3,$$

здесь и далее плотность газа (или воздуха) вычисляется по формуле:

$$\rho_i = \frac{353}{T_i}; \rho_a = \frac{353}{273+5} = 1,27 \text{ кг/м}^3,$$

где  $T_i$  – температура газа (или воздуха), К.

По формуле (1) находим давление в вытяжном канале перед вентилятором:

$$P_{sa} = \frac{1436 \cdot 0,84}{1,2} + 9,81 \cdot 59,95 \cdot (1,27 - 0,838) = 1259,3 \text{ Па.}$$

По формуле (3) вычисляем соотношение в скобках:

$$\frac{1,2 \cdot 1259,3}{0,84} = 1799 \text{ Па,}$$

Используя аэродинамическую характеристику вентилятора, находим приблизительное значение объемного расхода воздуха, перемещаемого им при температуре  $T_a$ , в соответствии со схемой, представленной на рис. 3.

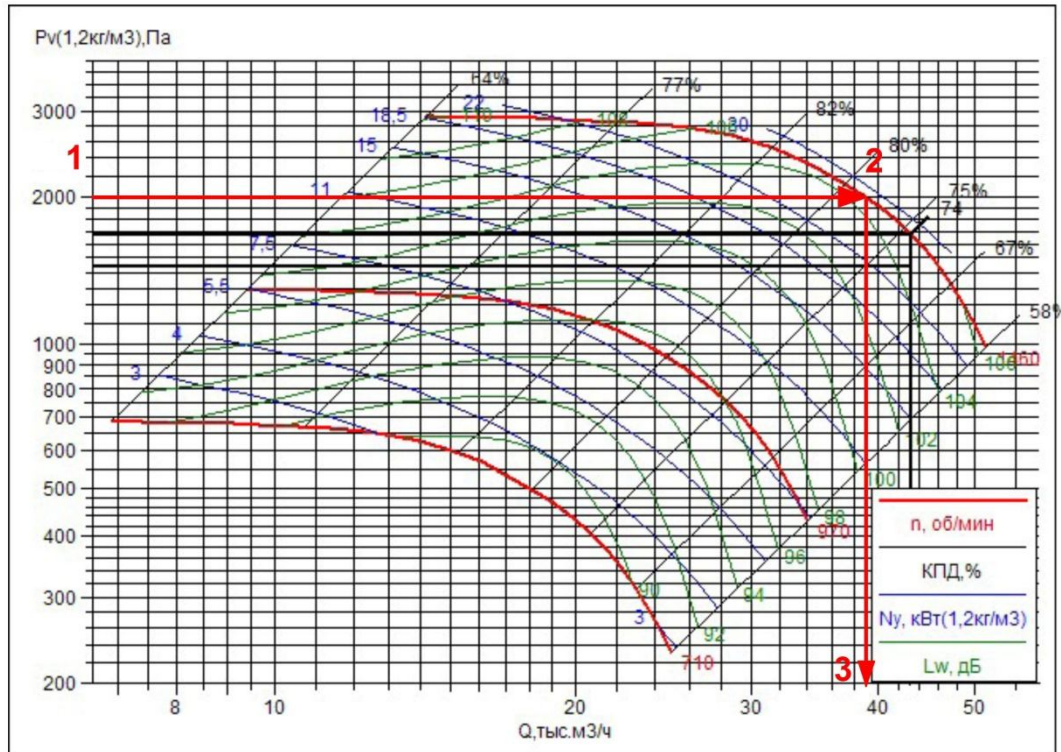


Рис. 3. Схема определения  $L_a(1 - 2 - 3)$

В соответствии с данными рис. 3  $L_a \approx 39\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

По формуле (4) находим массовый расход перед вентилятором:

$$G_a = \frac{1,27 \cdot 39000}{3600} = 13,8 \text{ кг/с.}$$

По формуле (5) определяем разрежение в вытяжном канале перед ближайшим к вентилятору закрытым дымоприемным устройством (противопожарным клапаном):

$$P_{sn} = 1259,3 - 0,5 \cdot 1,27 \left( \sum \xi + \frac{0,014 \cdot 56,65}{0,685} \right) \left( \frac{13,8}{1,27 \cdot 0,48} \right)^2 = 882,5 \text{ Па}$$

В соответствии с аксонометрической схемой, представленной на рис. 2, вентиляционный коллектор на участке от вентилятора до ближайшего дымоприемного устройства (противопожарного клапана), расположенного на отм. -1,05, не имеет сужений, отводов и пр., в связи с чем, коэффициенты местного сопротивления  $\xi_n$  приняты равными 0. Коэффициент сопротивления

трения вытяжного канала  $\lambda_n$  на данном участке принят равным 0,014 (на основании данных проектной документации, приведенных в приложении Б).

Подсос воздуха через закрытое дымоприемное устройство на указанной выше отметке (см. рис. 2) вычисляется по формуле (6):

$$\Delta G_{dpm} = 0.48 \left( \frac{882,5}{38300} \right)^{0,5} = 0,073 \text{ кг/с.}$$

Удельное сопротивление воздухопроницанию  $S_{dpm}$  принято равным 38300 м<sup>3</sup>/кг на основании данных проектной документации, приведенных в приложении Б (при отсутствии данных, допускается принимать равным 1600 м<sup>3</sup>/кг).

Поскольку представленная в расчетном примере вентиляционная сеть системы больше не содержит закрытых дымоприемных устройств, ф-лы (7), а также (8), не используем. Для вычислений вентиляционных сетей, содержащих большее кол-во закрытых дымоприемных устройств (противопожарных клапанов), принцип расчета разрежения и подсоса на каждом  $i$ -м устройстве, аналогичен представленному выше при замене соответствующих исходных данных.

По формуле (9) определяем массовый расход удаляемого через открытое дымоприемное устройство воздуха:

$$G_0 = 13,8 - (0.073 + \Sigma 0) = 13,7 \text{ кг/с}$$

По формуле (10) находим требуемое значение расхода воздуха через открытое дымоприемное устройство испытываемой системы вытяжной противодымной вентиляции:

$$L_0 = \frac{3600 \cdot 13,7}{1.27} = 38835 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Указанное значение является определяющим при оценке работоспособности систем вытяжной противодымной вентиляции Объекта нового строительства и реконструкции. При допустимой невязке, установленной [3] (-15%), система может быть признана работоспособной, если расход, полученный в ходе испытаний будет не менее 33010 м<sup>3</sup>/ч.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Градостроительный кодекс Российской Федерации от 29.12.2004 №190-ФЗ.
2. ГОСТ Р 53300-2009 Противодымная защита зданий и сооружений. Методы приемосдаточных и периодических испытаний.
3. СП 73.13330.2016 Внутренние санитарно-технические системы зданий. Актуализированная редакция СНиП 3.05.01-85.
4. СП 7.13130.2013 Отопление, вентиляция и кондиционирование. Требования пожарной безопасности.
5. Расчетное определение основных параметров противодымной вентиляции зданий: Метод. рекомендации к СП 7.13130.2013. М.: ВНИИПО, 2013, 58 с.