

УДК 697.92

**Бройда В.А.** – кандидат технических наук, доцент

E-mail: [broida@mail.ru](mailto:broida@mail.ru)

**Закамский С.О.** – студент

E-mail: [stas.zakamsky@gmail.com](mailto:stas.zakamsky@gmail.com)

**Сафиуллин Ф.Ф.** – аспирант

E-mail: [fanfagsaf@rambler.ru](mailto:fanfagsaf@rambler.ru)

**Казанский государственный архитектурно-строительный университет**

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

### **Экспериментальное исследование устройства с турбинкой для стабилизации расхода вентиляционного воздуха**

#### **Аннотация**

Выполнено экспериментальное исследование модели новой конструкции устройства с турбинкой, предназначенного для стабилизации расхода вентиляционного воздуха. На стенде проведены замеры потери давления в модели устройства при определенных скоростях воздуха в канале и углах поворота турбинки  $\alpha$ . Измерены вращательные моменты от воздействия воздушного потока на турбинку. Результаты представлены в виде зависимости коэффициента потери давления в устройстве  $\zeta$  от угла поворота и коэффициента  $k$ , характеризующего вращательный момент. Полученные данные могут быть использованы для конструирования и расчета подобных устройств, ограничивающих возрастание расхода воздуха в системах вентиляции.

**Ключевые слова:** экспериментальное исследование, расход воздуха, стабилизирующее устройство, турбинка, потери давления.

#### **Введение**

В системах вентиляции с механическим и естественным побуждением в силу различных причин (разрегулировка системы, отключение смежных участков, изменение гравитационного давления) может изменяться располагаемое давление, действующее на отдельных участках или на всю систему. При этом часто на некоторых участках или во всей системе происходит возрастание расхода воздуха относительно расчетной величины. Увеличение расхода воздуха может сопровождаться возникновением шума, увеличением затрат электроэнергии, а в холодный период года – ростом затрат на нагревание излишнего количества воздуха. Последний фактор особенно существен при работе естественных вытяжных систем, которые очень широко используются в зданиях различного назначения.

Имеется значительное количество отечественных и зарубежных конструкций устройств для стабилизации расхода воздуха [1-6 и др.], некоторые из которых, в основном зарубежные доведены до серийного производства и представлены на ранке [5, 6 и др.].

Принципы действия таких устройств разнообразны, но чаще всего используется давление набегающего потока воздуха на воспринимающий элемент, выполненный, например, в виде пластины, которая под действием возрастающего скоростного давления перемещается в канале, уменьшает проходное сечение и возвращает расход воздуха к расчетному значению.

В данной работе проведено аэродинамическое исследование нового стабилизирующего устройства с турбинкой, представленного в патенте [3].

Целью исследования является получение основных характеристик, достаточных для технической разработки устройства для стабилизации расхода воздуха, предназначенного для установки в каналах заданных размеров, определенного диапазона изменения давлений и расходов воздуха.

#### **Основная часть**

В рассматриваемом устройстве стабилизации расхода воздуха [3], элементом воспринимающим давление набегающего воздушного потока является восьмилопастная турбинка, с плавно изменяющимся углом атаки лопастей, конечное значение которого

составляет  $40^\circ$ . Турбинка поворачиваясь вместе с осью, поворачивает подвижный диск сегментного клапана, уменьшающего сечение канала для прохода воздуха. Сегментный клапан составлен из двух соосных дисков, поворачивающегося и неподвижного. В дисках имеются прорези в виде 3 сегментов с центральным углом  $60^\circ$  у каждой. Поворот турбинки возможен в пределах угла одного сегмента клапана, в данной модели это  $60^\circ$ . При этом состояние клапана меняется от максимально открытого для прохода воздуха до практически полностью закрытого (рис. 1). В исследуемой модели угол поворота определяется по градуировке на подвижном диске сегментного клапана и дублированной градуировке на нити, связывающей сегмент клапана с динамометром.

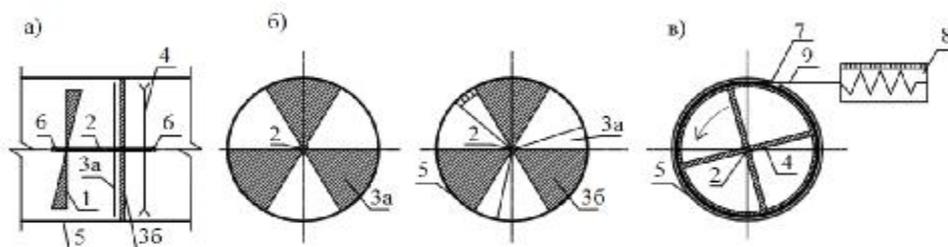


Рис. 1. Схема образца устройства, стабилизирующего расход вентиляционного воздуха:  
а – схема устройства; б – сегментный клапан; в – измерение момента вращения;  
1 – турбинка; 2 – ось; 3 – сегментный клапан (3а – подвижный диск и 3б – неподвижный диск);  
4 – шкив с желобком для нити; 5 – воздуховод; 6 – опоры; 7 – отверстие в воздуховоде,  
8 – динамометр, 9 – нить

В действующем стабилизирующем устройстве угол поворота турбинки и сегментного клапана ограничивает упругий элемент.

Для замера вращательного момента на ось насажен шкив, к которому крепится нить, связанная с динамометром. По показаниям динамометра, зная радиус шкива можно вычислить вращательный момент, создаваемый воздушным потоком на турбинке. Сам шкив представляет собой тонкий диск, по краю которого имеется желоб для нити. В диске имеются большие проемы для свободного прохода воздушного потока.

В исследовании находятся зависимости сопротивления устройства и возникающего на турбинке вращательного момента от динамического давления потока в канале и от угла поворота турбинки с сегментным клапаном.

Экспериментальное исследование проводилось на стенде, показанном на рис 2. Методика замеров и обработки результатов традиционная [7].

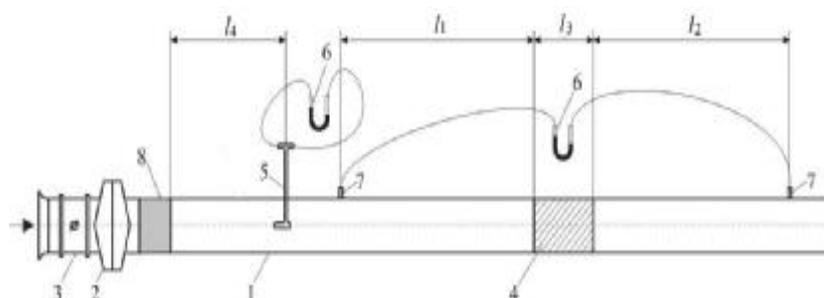


Рис. 2. Схема экспериментального стенда  
для исследования аэродинамических характеристик стабилизирующего устройства:  
1 – воздуховод  $d=160$  мм, 2 – вентилятор, 3 – дроссель-клапан, 4 – модель устройства,  
5 – пневмометрическая трубка, 6 – микроанометр, 7 – штуцер для отбора статического давления,  
8 – пластины, предотвращающие вращение воздушного потока за вентилятором,  
 $l_1=223$  мм и  $l_2=1570$  мм – участки выравнивания поля скоростей до и после модели устройства,  
 $l_3=324$  мм – место установки модели устройства,  
 $l_4=1800$  мм – участок выравнивания потока перед пневмометрической трубкой

В ходе экспериментов расход воздуха изменялся дроссель-клапаном 3. При различных углах поворота сегментного клапана  $\alpha$ , с помощью двухканальной пневмометрической трубки, присоединенной к микроманометру, определялось динамическое давление  $P_{д.ос}$  на оси круглого канала с выровненным полем скорости. Затем определялась скорость на оси канала:

$$v_{OC}=1,29\sqrt{P_{д.ос}}, \quad (1)$$

далее вычислялась средняя по сечению скорость воздуха в канале:

$$v_{CP}=0,81\cdot v_{OC}, \quad (2)$$

и по ее значению рассчитывалось условное среднее динамическое давления:

$$P_{д.ср}=\rho\cdot(v_{CP})^2/2, \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха, при температуре  $\sim 20^\circ\text{C}$   $\rho=1,2\text{ кг/м}^3$ .

Величина расхода воздуха  $L$  определялась по формуле:

$$L=v_{CP}\cdot(\pi\cdot d^2/4), \quad (4)$$

где  $d$  – диаметр воздуховода,  $d=0,160\text{ м}$ .

При каждом положении дроссель-клапана и угле поворота сегментного клапана  $\alpha$  измерялся перепад статического давления между штуцерами  $P_{шт}$ .

Чтобы более точно рассчитать потерю давления в самом стабилизирующем устройстве  $P_{yc}$ , из измеренного перепада давления  $P_{шт}$  вычитались линейные потери давления на участках  $l_1$ ,  $l_2$  и  $l_3$ , которые определялись общепринятым методом расчета удельных потерь давления  $R$  по известному диаметру канала  $d$  и средней скорости  $v_{ср}$ .

$$P_{yc}=P_{шт}-(l_1+l_2+l_3)\cdot R. \quad (5)$$

Затем рассчитывался коэффициент потери давления в устройстве  $\zeta$  по формуле:

$$\zeta=P_{yc}/P_{д.ср}. \quad (6)$$

Соответственно каждому расходу воздуха, устанавливаемому с помощью дроссель-клапана, и углу поворота сегментного клапана  $\alpha$  по динамометру определялось усилие  $U$ , оказываемое потоком на турбинку. Вращательный момент  $M$  можно рассчитать исходя из измеренного усилия  $U$  и величины диаметра шкива  $d_{ш}$ , который близок к  $d$  ( $d_{ш}=0,156\text{ м}$ ).

$$M=U\cdot d_{ш}/2. \quad (7)$$

С другой стороны вращательный момент  $M$  можно оценить, основываясь на воздействии аэродинамических сил на турбинку по формуле:

$$M=k\cdot P_{д.ср}\cdot(\pi\cdot(d_T)^2/4)\cdot d_T/2, \quad (8)$$

где  $d_T$  – внешний диаметр турбинки,  $d_T=0,158\text{ м}$ .

Затем, рассчитывается коэффициент  $k$ , характеризующий вращательный момент  $M$ , вызываемый потоком воздуха, который здесь отнесен к среднему динамическому давлению, к площади фронтального сечения турбинки, к половине диаметра турбинки.

Откуда:

$$k=(U\cdot d_{ш})/(P_{д.ср}\cdot\pi\cdot(d_T)^3/4). \quad (9)$$

По результатам замеров и выполненных расчетов построен график зависимости  $\zeta=f(\alpha)$ , показанный на рис. 3.

Зависимость коэффициента потери давления в устройстве  $\zeta$  от угла поворота сегментного клапана  $\alpha$  в исследованном диапазоне изменения угла  $\alpha$  достаточно хорошо аппроксимируется экспоненциальной функцией:

$$\zeta=27,22\cdot e^{0,0176\cdot\alpha}, \quad (10)$$

максимальная относительная погрешность не превышает 9 %.

Рассчитанная по приведенным выше зависимостям величина коэффициента  $k$ , приближенно описывается линейной функцией:

$$k=2,4-0,0186\cdot\alpha. \quad (11)$$

Зависимость коэффициента  $k$  от угла  $\alpha$ , по-видимому, связана с некоторой несимметричностью проточной части устройства, которая формируется изменяющимся положением сегмента, открытого для прохода воздуха, и неизменным положением стоек, на которые опирается ось турбинки и сегментного клапана.

Полученные зависимости (10) и (11) составляют основу расчета геометрически подобных устройств для стабилизации расхода вентиляционного воздуха рассмотренного типа.

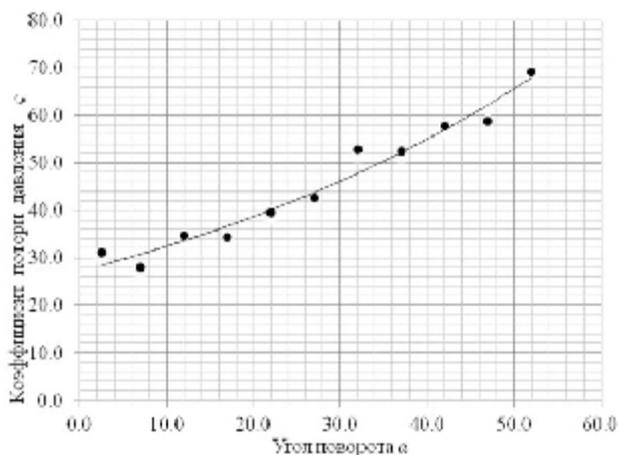


Рис. 3. График зависимости  $\zeta = f(\alpha)$ :  
точками показаны опытные значения; линия соответствует формуле (10)

Экспериментальное исследование показало, что данная конструкция устройства обладает достаточно большим начальным аэродинамическим сопротивлением. Так при полностью открытом положении сегментного клапана  $\alpha=0$  величина  $\zeta=26$ , при средней скорости воздуха, например, в сечении канала вытяжной естественной системы  $v=1$  м/с, потери давления в устройстве составят 15,6 Па. Поэтому дальнейшее направление работы должно включать в себя возможное усовершенствование проточной части устройства для снижения его начального аэродинамического сопротивления.

Впрочем, имеющиеся на рынке стабилизирующие устройства обычно работают в диапазоне перепада давления на них от 40 до 250 Па и более.

### Заключение

На основе экспериментального исследования модели устройства для стабилизации расхода вентиляционного воздуха, предложенного в [3], получены зависимости, необходимые для расчета и конструирования таких устройств. На базе полученных зависимостей и с учетом сферы применения, например, естественные вытяжные системы вентиляции, в дальнейшем необходимо разработать упругий элемент, входящий в конструкцию такого устройства.

Устройства, стабилизирующие расход вентиляционного воздуха обеспечивают значительную экономию тепловой энергии, например, в системах вытяжной естественной вентиляции, поэтому их применение экономически обосновано [8].

### Список библиографических ссылок

1. Запорно-регулирующее устройство: пат. 2547602 Рос. Федерация. № 2011118166/12; заявл. 05.05.11; опубл. 10.10.12. Бюл. № 28. – 7 с.
2. Энергосберегающий регулятор расхода воздуха систем естественной вентиляции: пат. 2527725 Рос. Федерация. № 2013115179/12; заявл. 04.04.13; опубл. 10.09.14. Бюл. № 25. – 2 с.
3. Устройство стабилизации расхода воздуха: пат. 2541295 Рос. Федерация. № 2013124553/12; заявл. 28.05.13; опубл. 10.02.15. Бюл. № 4. – 2 с.
4. Устройство стабилизации расхода воздуха пат. 2547602 Рос. Федерация. № 2013151943/12; заявл. 21.11.13; опубл. 10.04.15. Бюл. № 10. – 4 с.
5. RDA регулятор постоянного расхода воздуха // системаир-москва.рф: вентиляционное оборудование Systemair. 2012. URL: [http://системаир-москва.рф/catalog/rda\\_postoyannogo\\_rashoda](http://системаир-москва.рф/catalog/rda_postoyannogo_rashoda) (дата обращения: 15.09.2016).
6. Клапаны постоянного расхода воздуха NOIZZLESS модель AIRFIX // abok.ru: Некоммерческое Партнерство «АВОК». 2015. 12 июля. URL: <http://www.abok.ru/news.php?id=2730> (дата обращения: 15.09.2016).

7. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
8. Бройда В.А. Экономия тепловой энергии за счет стабилизации расхода естественной вытяжной вентиляции // Известия вузов. Строительство, 2012, № 10. – С. 54-58.

**Broyda V.A.** – candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: [broida@mail.ru](mailto:broida@mail.ru)

**Zakamsky S.O.** – student

E-mail: [stas.zakamsky@gmail.com](mailto:stas.zakamsky@gmail.com)

**Safiullin F.F.** – post-graduate student

E-mail: [fanfagsaf@rambler.ru](mailto:fanfagsaf@rambler.ru)

**Kazan State University of Architecture and Engineering**

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

### **Experimental study of the device with impeller for ventilation air consumption stabilization**

#### **Resume**

An experimental study of a new design model of the device with the impeller, which is intended to stabilize the ventilation air flow, is done. The main elements of the device are: impeller, perceiving the impact of air flow, connected to segment valve, which regulates device resistance and an elastic member that restricts the angle of rotation of the impeller with valve. On the stand measured the pressure loss in a model of the device at certain air speeds in the channel and angles  $\alpha$  of rotation of the impeller with a segment valve. Rotational moments from the air flow effect on the impeller, are measured. Results are presented as the dependence of the pressure loss factor of coefficient  $\zeta$  of the device and the steering angle and ratio  $k$ , which characterizes the rotational moments. The results are shown as the formulas and graphs. Relative error is within 9 %.

The obtained data can be used for designing and calculating geometrically similar devices. Stabilization of ventilation air consumption, for example, in natural exhaust ventilation systems reduces significantly the cost of heat energy to heat of an excessive amount of air, that provides expediency of investments in such devices.

**Keywords:** experimental study, air flow, the device for stabilization, impeller, pressure loss.

#### **Reference list**

1. Shut-off and regulating device: patent 2547602 of the Russian Federation. № 2011118166/12; It is declared 05.05.11; it is published 10.10.12. The bulletin № 28. – 7 p.
2. Energy-saving flow rate control systems, natural ventilation: patent 2527725 of the Russian Federation. № 2013115179/12; It is declared 04.04.13; it is published 10.09.14. The bulletin № 25. – 2 p.
3. Device for air supply stabilization: patent 2541295 of the Russian Federation. № 2013124553/12; It is declared 28.05.13; it is published 10.02.15. The bulletin № 4. – 2 p.
4. Device for air supply stabilization: patent 2547602 of the Russian Federation. № 2013151943/12; It is declared 21.11.13; it is published 10.04.15. The bulletin № 10. – 4 p.
5. RDA constant air flow regulator // системаир-москва.рф: ventilation equipment Systemair. 2012. URL: [http://системаир-москва.рф/catalog/rda\\_postoyannogo\\_rashoda](http://системаир-москва.рф/catalog/rda_postoyannogo_rashoda) (reference date: 15.09.2016).
6. Valves constant airflow NOIZZLESS model AIRFIX // abok.ru: Noncommercial Partnership «AVOK», 2015, 12 july. URL: <http://www.abok.ru/news.php?id=2730> (reference date: 15.09.2016).
7. Taliev V.N. Aerodynamics of ventilation. – М.: Stroyizdat, 1979. – 295 p.
8. Broyda V.A. Heat savings based on air flow rate stabilization of natural ventilation // Izvestija vuzov, Stroitelstvo, 2012, № 10. – P. 54-58.