

Расчет и конструирование

УДК 621.527

К РАСЧЕТУ ПНЕВМОЗАТВОРОВ

Е.К. Спиридонов, Е.А. Гришина, А.В. Подзерко

TO CALCULATION OF PNEUMOSHUTTERS

Е.К. Spiridonov, Е.А. Grishina, А.В. Podzerko

Приведены оригинальные конструктивные схемы пневмозатворов – устройств, предотвращающих выбросы агрессивных газов из реакторов в окружающую среду. Разработана физико-математическая модель пневмозатвора вихревого типа и рассчитаны его характеристики, выражающие зависимость удельного массового расхода воздуха от относительной величины давления в реакторе. Предложен метод расчета вихревого пневмозатвора, проиллюстрированный числовым примером. Результаты расчета сопоставлены с данными расчета пневмозатвора эжекционного типа.

Ключевые слова: пневмозатвор, газодинамика, струйные течения, вихревые течения, эжекционные аппараты, характеристики, расчет параметров.

The articles describes the original constructive arrangements of pneumoshutters – the devices preventing emission of aggressive gases from reactors in to environment. The physical and mathematical model of vortex type pneumoshutter is developed and its characteristics expressing dependence of the specific mass flow rate of air from the relative value of pressure in the reactor are calculated. The method of calculation of the vortex pneumoshutter, illustrated with a numerical example is offered. The results of calculation are compared with calculation data of a pneumoshutter of ejecting type.

Keywords: a pneumoshutter, gas dynamics, jet flows, vortex flows, ejection devices, characteristics, calculation of parameters.

В современных условиях вопросы экологической безопасности приобретают особенное значение. Существенную долю вредных выбросов в окружающую среду составляют продукты химических реакций, протекающих

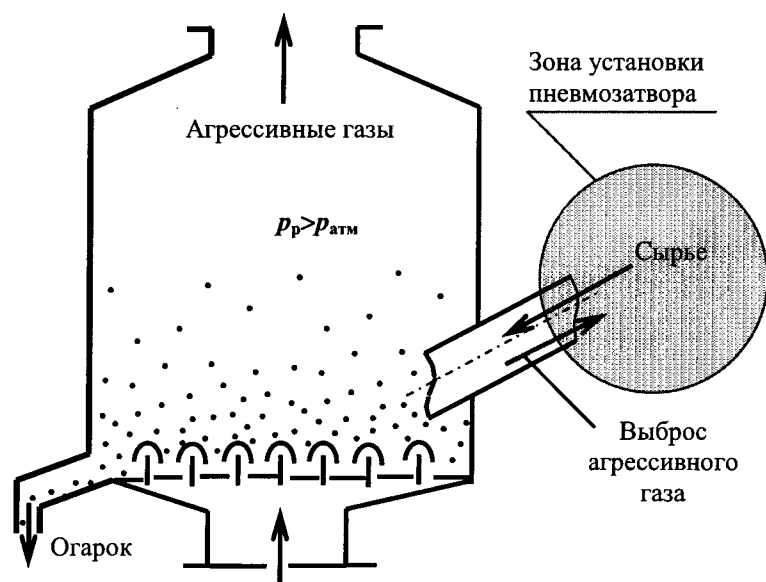


Рис. 1. Печь с противодавлением

в различных теплообменных аппаратах. При этом используемые в настоящее время механические запирающие устройства содержат большое количество подвижных деталей и обладают невысокими показателями надежности. Одним из путей решения данной проблемы является применение высоконадежных газодинамических аппаратов – пневмозатворов. Установка пневмозатвора со стороны бункера загрузки твердого гранулированного сырья в печь (рис. 1) позволит предотвратить обратный выброс вредных продуктов реакции в рабочую зону цеха.

Известны два типа пневмозатворов, конструкции которых основаны на различных аэродинамических эффектах – вихревом и эжекционном.

Схема эжекционного пневмозатвора показана на рис. 2 [1, 2]. Активный воздух, истекая через кольцевое сопло с большой скоростью в рабочую камеру, создает и поддерживает перепад давлений, препятствующий обратному выбросу продуктов реакции в окружающую среду. В проточной части пневмозатвора, образованной цилиндрической рабочей камерой и коническим диффузором, происходит смешивание активного запирающего газа и загружаемого вещества.

Особенностью данной конструкции является подвод активного газа со стороны реактора через кольцевой зазор между корпусом и камерой смешения с одновременным подогревом [2]. Кроме того, благодаря кольцевому подводу активного газа поверхность рабочей камеры омывается высокоскоростным газовым потоком, сдерживающим проникновение абразивных частиц на поверхность, что снижает износ проточной части аппарата твердой фракцией эжектируемой смеси.

Основные расчетные соотношения эжекционного пневмозатвора, выведенные из уравнений характеристики газоструйного инжектора [3] для режима нулевого коэффициента эжекции, имеют вид

$$\begin{cases} 0,615\Omega_*\lambda_0 \frac{P_1}{P_2} - 0,543\Omega_*^2 \frac{P_1^2}{P_2 P_p} - \frac{P_p - P_2}{P_2} = 0; \\ m_1 = 0,685 \cdot A_3 \frac{\Omega_* P_1}{\sqrt{RT_1}}, \end{cases} \quad (1)$$

где $\Omega_* = A_* / A_3$ – относительная площадь сопла; $A_3 = \pi D_3^2 / 4$ – площадь поперечного сечения рабочей камеры; A_* – площадь горловины сопла; λ_0 – приведенная скорость на срезе сопла, зависящая от соотношения давлений на сопловом устройстве.

Схема вихревого пневмозатвора [4] с характерными сечениями и треугольником скоростей приведена на рис. 3. Сыпучий материал по каналу загрузки поступает в реактор. Поток активного газа под давлением подается в кольцевую полость, окружающую канал загрузки. На выходе канала подвода активного газа радиально установленные лопатки формируют систему закрученных струй с параметрами, необходимыми для запирающей трубы реактора.

Осевая составляющая скорости потока u_{r3} предупреждает встречные токи агрессивных газов из печи в область загрузки, а тангенциальная составляющая $u_{\tau 3}$ формирует вихрь во внутренней области кольцевой струи и циркуляционное течение во внешней области струи. В результате обеспечивается наиболее эффективное запирание полости печи с минимальным расходом энергии, так как разность давлений в реакторе p_p и в канале загрузки p_2 , исключая выброс агрессивных газов, создается за счет суммы перепада давлений, вызванного вихрем, и перепада от циркуляционного течения газа.

На рис. 4 показаны эпюры тангенциальной скорости u_{τ} и абсолютного давления в печи в плоскости, проведенной через выходное сечение кольцевого сопла (сечение 3–3).

Во внутренней полости кольцевой струи (при $r < R_2$) формируется вихрь – сгусток газа, вращающийся как единое целое вокруг оси пневмозатвора; поэтому здесь распределение тангенциальных скоростей в радиальном направлении линейное:

$$u_{\tau} = \left(\frac{r}{R_2} \right) u_{\tau 3}. \quad (2)$$

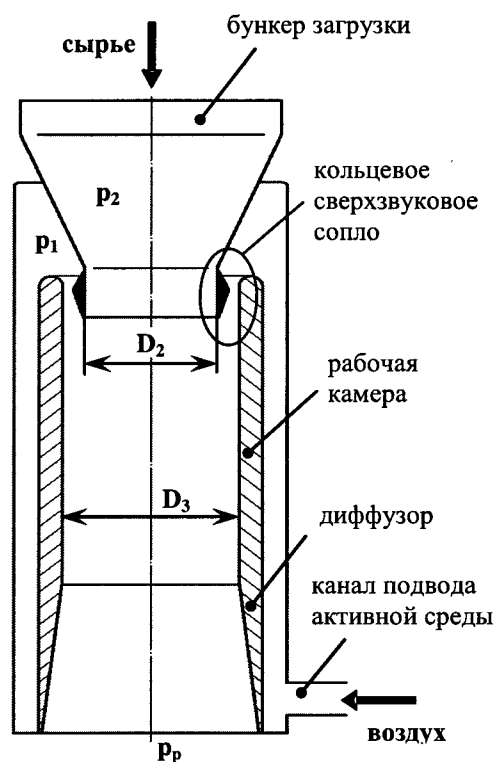


Рис. 2. Эжекционный пневмозатвор

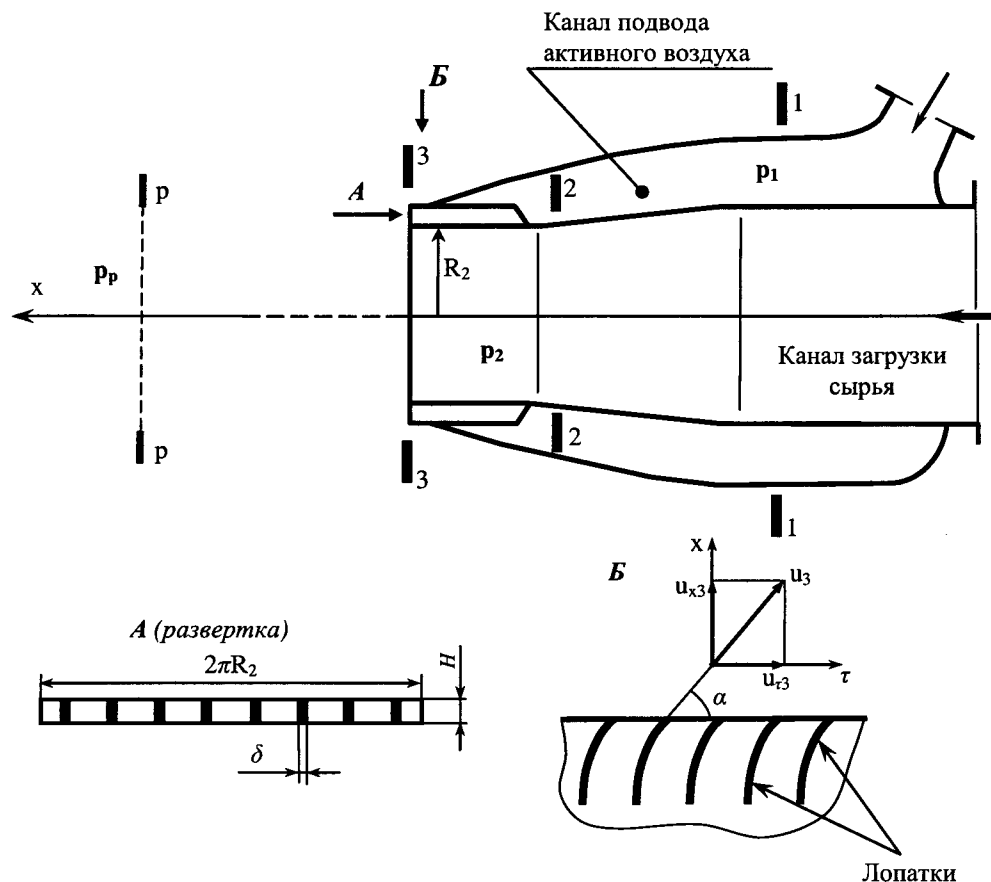


Рис. 3. Расчетная схема вихревого пневмозатора

Принимая во внимание, что газ находится в относительном покое, распределение давлений во внутренней зоне аппарата описывается соотношением [5]:

$$p = p_2 + \frac{\rho_2 u_{\tau 3}^2}{2} \left(\frac{r}{R_2} \right)^2. \quad (3)$$

Во внешней области струи (при $r > R_2 + H$) тангенциальные составляющие скорости $u_{\tau 3}$ формируют циркуляционное течение, при котором циркуляция скорости по любой концентричной окружности радиусом r относительно оси затвора равна циркуляции на внешней границе струи у среза сопла:

$$\Gamma = 2\pi r u_{\tau} = 2\pi u_{\tau 3} (R_2 + H), \quad (4)$$

где R_2 – радиус канала загрузки сырья; H – толщина кольцевой струи. С учетом (4) текущее значение тангенциальной составляющей скорости газа на удалении r от оси аппарата:

$$u_{\tau} = u_{\tau 3} \frac{(R_2 + H)}{r}. \quad (5)$$

В соответствии с принятой расчетной схемой будем считать, что на некотором удалении от оси аппарата ($r \rightarrow \infty$) скорость газа стремится к нулю и давление газа приближается к давлению в реакторе. Тогда распределение давления во внешней зоне аппарата по Л. Эйлеру [5]:

$$p = p_p - \frac{\rho_p u_{\tau 3}^2}{2} \left(\frac{R_2 + H}{r} \right)^2. \quad (6)$$

В выходном сечении сопла давление на внутренней границе кольцевой струи ($r = R_2$) согласно (3):

$$p'_3 = p_2 + \frac{\rho_2 u_{\tau 3}^2}{2}, \quad (7)$$

а на внешней границе ($r = R_2 + H$) в соответствии с (6):

$$p_3'' = p_p - \frac{\rho_p u_{\tau 3}^2}{2} \tag{8}$$

Примем давление в струе в выходном сечении сопла неизменным, т. е. ($p_3' \approx p_3'' \approx p_3$).

Отсюда потребная величина тангенциальной составляющей скорости истечения газа:

$$u_{\tau 3} = \sqrt{\frac{2(p_p - p_2)}{\rho_p + \rho_2}} \tag{9}$$

Осевая составляющая u_{x3} скорости истечения u_3 предотвращает встречные потоки агрессивных газов в полость загрузочной трубы. Потребная величина осевой скорости u_{x3} может быть найдена по уравнению количества движения, составленному для контрольного отсека в виде прямого кругового цилиндра. Он ограничен сечением 3-3 на срезе сопла, сечением р-р, параллельным 3-3 и на достаточном удалении от сопла, где параметры струи становятся практически равными параметрам реактора, а также цилиндрической поверхностью радиуса R_k , соосной соплу (см. рис. 3). При этом радиус контрольного отсека выберем с таким расчетом, чтобы на радиусе $r = R_k$ скорость газового потока была близка к нулю, а давление $p_k = (1 - \beta) \cdot p_p$. Здесь β – коэффициент приближения. В последующих расчетах примем $\beta = 0,01$.

Запишем уравнения количества движения для контрольного отсека:

$$0 - u_{x3} m = -F_p + F_3, \tag{10}$$

где F_3 и F_p – силы давления, действующие на контрольный отсек в проекции на ось X.

Выражения сил давления, действующих на контрольное тело в сечении р-р:

$$F_p = p_p \pi R_k^2, \tag{11}$$

а в сечении 3-3:

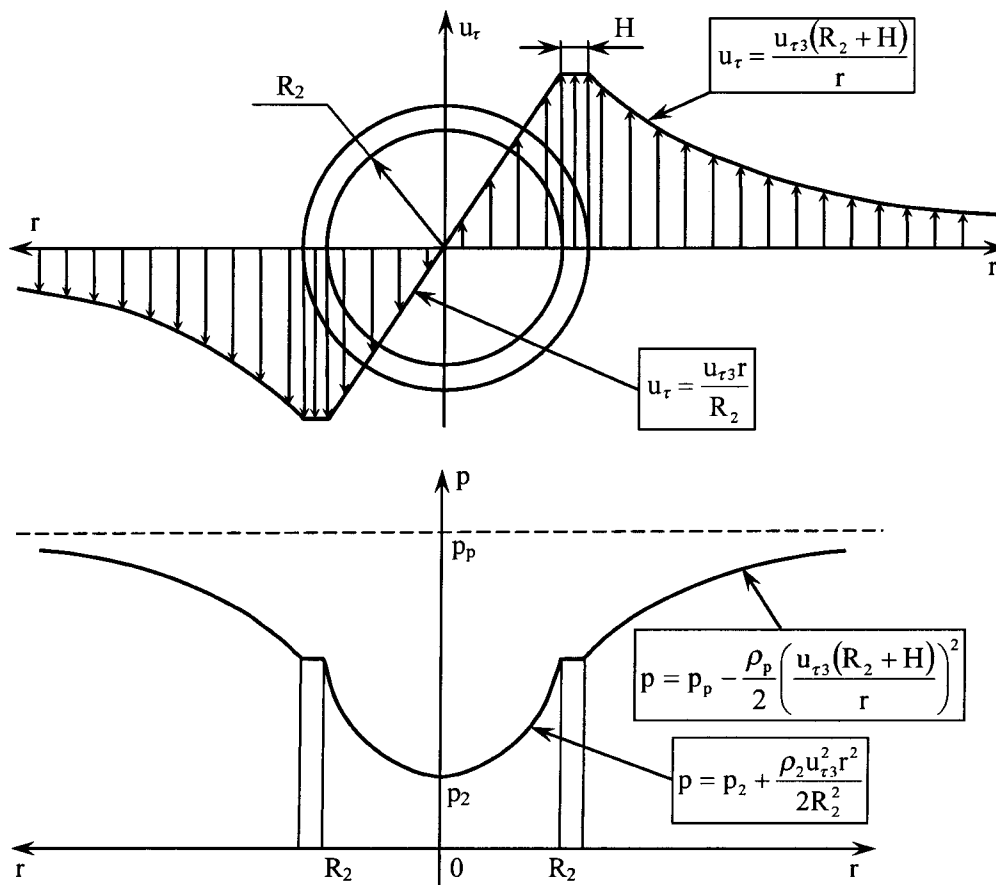


Рис. 4. Эпюры абсолютного давления и тангенциальной скорости в плоскости среза кольцевого сопла

Расчет и конструирование

$$F_3 = \int_0^{R_k} 2\pi r p dr = 2\pi \int_0^{R_2} p dr + p_3 \pi H (2R_2 + H) + \int_{R_2+H}^{R_k} p dr. \quad (12)$$

В результате решения системы уравнений (10)–(12) получаем выражение, содержащее в неявном виде осевую составляющую скорости u_{x3} :

$$\rho_3 u_{x3}^2 = \frac{(R_2 + H)^2}{H(2R_2 + H)} (p_p - p_2) - \frac{\rho_2 u_{\tau 3}^2}{2} + \frac{\Delta f}{\pi H (2R_2 + H)}, \quad (13)$$

$$\text{где } \Delta f = \pi (R_2 + H)^2 \frac{\rho_p u_{\tau 3}^2}{2} \cdot \ln \frac{\rho_p u_{\tau 3}^2}{2\beta p_p} - \pi R_2^2 \frac{\rho_2 u_{\tau 3}^2}{4}.$$

Зная тангенциальную и осевую составляющие скорости u_3 , можем определить угол установки лопасти α :

$$\operatorname{tg}^2 \alpha = \left(\frac{u_{x3}}{u_{\tau 3}} \right)^2 = \frac{\rho_2 (1 + \gamma)^2}{2\rho_3 (2\gamma + 1)} \left[\frac{\rho_p}{\rho_2} \left(1 + \ln \frac{\rho_p u_{\tau 3}^2}{2\beta p_p} \right) + \frac{\gamma^2}{2(1 + \gamma)^2} \right], \quad (14)$$

а также массовый расход активного газа:

$$m = u_{x3} \rho_3 A_3. \quad (15)$$

Здесь p_p – давление в реакторе; p_2 – абсолютное давление в помещении цеха; ρ_2 , ρ_3 , ρ_p – плотность воздуха в загрузочном патрубке, на срезе сопла и в реакторе соответственно; m – массовый расход активного потока (воздуха); $A_3 = \pi H (2R_2 + H) \psi$ – площадь выходного сечения кольцевого сопла; $\gamma = R_2/H$ – относительная ширина кольцевого сопла; ψ – коэффициент стеснения потока лопатками.

Таким образом, при заданном перепаде давлений в реакторе и помещении цеха полученные выражения позволяют определить скорость истечения газа, угол установки лопастей направляющего аппарата и массовый расход активного потока.

Важной характеристикой пневмозатора, определяющей экономичность аппарата, является зависимость массового расхода воздуха в расчете на единицу площади загрузочного патрубка (m/A_2) от относительного противодавления со стороны реактора (p_p/p_2). Для вихревого пневмозатора такая характеристика представлена на рис. 5. Она рассчитана по уравнениям (9), (13)–(15) при нескольких температурах активного воздуха T_1 и неизменной относительной ширине кольцевого сопла $\gamma = R_2/H$.

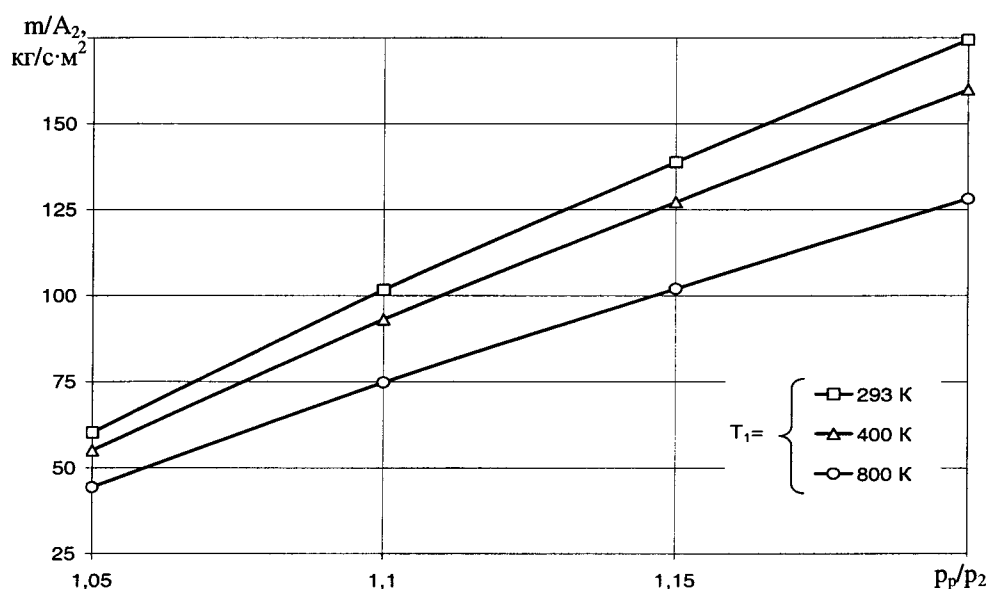


Рис. 5. Зависимость удельного массового расхода вихревого пневмозатора от относительного противодавления ($\gamma = 6$; $k = 1,4$; $T_2 = 293$ К)

Из графиков на рис. 5 видно, что повышение давления в реакторе p_p (и соответственно p_p/p_2 при постоянном давлении p_2) требует увеличения удельного массового расхода, а подогрев активного газа (до 800 К) приводит к снижению потребления активного газа пневмозатвором. Такое влияние p_p и T_1 на массовый расход потребляемого воздуха имеет понятный физический смысл с точки зрения энергозатрат на работу пневмозатвора.

Зависимости (7)–(9) и (13)–(15) позволяют составить алгоритм расчета вихревого пневмозатвора. Алгоритм эжекционного пневмозатвора приведен в [6].

Исходными величинами для расчета являются следующие: давление p_1 и температура воздуха T_1 перед соплом (определяются по параметрам пневмомагистрали с учетом сопротивления подводящего канала), давление p_p и температура T_p в реакторе (определяются технологическим процессом), давление p_2 и температура T_2 в загрузочном бункере (обычно равны параметрам окружающей среды), радиус загрузочной трубы r_2 .

Задача расчета сводится к определению основных размеров проточной части пневмозатвора и потребного минимального расхода активного воздуха.

По уравнению (9) определяем тангенциальную составляющую скорости на срезе сопла $u_{\tau 3}$. Значение давления на срезе сопла находим как среднее арифметическое значений, полученных для внутренней и внешней границы струи (уравнения (7) и (8)).

Принимая статическое давление и температуру газа в подводящей магистрали в качестве параметров торможения, т. е. $p_1 = p_{01}$, а $T_1 = T_{01}$, по таблицам газодинамических функций в зависимости от известного соотношения давлений p_3/p_1 вычисляем приведенную скорость λ_3 , соотношение абсолютных температур $\tau_{31} = T_3/T_1$ и плотностей ρ_3/ρ_1 на срезе сопла.

Зная критическую скорость газового потока $v_* = \sqrt{\frac{2kRT_1}{k+1}}$, определим абсолютную скорость истечения газа на срезе сопла: $u_3 = \lambda_3 v_*$. Далее определяем температуру газа как $T_3 = \tau_3 \cdot T_1$ и плотность газового потока ρ_3 на срезе сопла.

Из треугольника скоростей (см. рис. 3) при известных скоростях истечения газового потока на срезе сопла – абсолютной u_3 и тангенциальной составляющей $u_{\tau 3}$ рассчитываем осевую составляющую скорости:

$$u_{x3} = \sqrt{u_3^2 - u_{\tau 3}^2} \text{ и угол установки лопасти } \alpha = \arctg \frac{u_{x3}}{u_{\tau 3}}.$$

Далее по формуле (14) по найденным значениям угла наклона лопасти α и плотности газового потока на срезе сопла ρ_3 определяем необходимую величину относительной ширины кольцевого сопла $\gamma = R/H$, решая квадратное уравнение:

$$(2G+1)\rho_2\gamma^2 + 4(\rho_2G - \rho_3\text{tg}^2\alpha)\gamma - 2\rho_3\text{tg}^2\alpha + 2\rho_2G = 0, \quad (16)$$

$$\text{где } G = \frac{\rho_p}{\rho_2} \left(1 + \ln \frac{\rho_p u_{\tau 3}^2}{\rho_p} \frac{1}{2\beta} \right).$$

При известном радиусе загрузки R_2 определяем площадь кольцевого сечения сопла A_3 и находим потребную величину массового расхода активного газа m_1 .

Остальные элементы проточной части пневмозатвора профилируем, исходя из рекомендаций [7] по профилированию лопаточных аппаратов и проточной части кольцевого сопла.

Пример расчета вихревого пневмозатвора

Примем следующие исходные данные для условий работы пневмозатвора: абсолютное давление воздуха перед соплом $p_1 = 400$ кПа, давление в реакторе $p_p = 105$ кПа, радиус загрузочной трубы $R_3 = 150$ мм, барометрическое давление в цехе $p_2 = 100$ кПа, температура $T_1 = T_2 = 293$ К, $T_p = 673$ К.

По уравнению (9) определяем тангенциальную составляющую скорости на срезе сопла:

$$u_{\tau 3} = \sqrt{\frac{2(p_p - p_2)}{\frac{\rho_2}{RT_2} + \frac{\rho_p}{RT_p}}} = \sqrt{\frac{2(105 - 100) \cdot 10^3}{\frac{100 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} + \frac{105 \cdot 10^3}{287 \cdot 673}}} = 75,97 \text{ м/с}.$$

Расчет и конструирование

Далее решаем систему уравнений (7) и (8), получаем среднее значение абсолютного давления $p_3 = 0,5(p'_3 + p''_3) = 103\,438$ Па.

Принимая статическое давление и температуру газа в подводящей магистрали в качестве параметров торможения, т. е. $p_1 = p_{01}$, а $T_1 = T_{01}$ по газодинамическим таблицам определяем для отношения $p_3/p_1 = 103\,438 / 400\,000 = 0,2586$ значения $\lambda_3 = 1,39$, $\tau_{31} = T_3/T_1 = 0,678$, $\rho_3/\rho_1 = 0,3785$.

Получаем абсолютную скорость истечения газового потока на срезе сопла:

$$u_3 = \lambda_3 \sqrt{\frac{2kRT_1}{k+1}} = 1,39 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4 \cdot 287 \cdot 293}{1,4+1}} = 435,4 \text{ м/с}.$$

Определяем температуру газа на срезе сопла $T_3 = \tau_{31} \cdot T_1 = 0,678 \cdot 293 = 198,7$ К и плотность газового потока на срезе сопла:

$$\rho_3 = \frac{p_3}{RT_3} = \frac{103\,438}{287 \cdot 198,7} = 1,8 \text{ кг/м}^3.$$

Рассчитаем осевую составляющую скорости $u_{x3} = \sqrt{u_3^2 - u_{\tau 3}^2} = \sqrt{435,4^2 - 75,97^2} = 428,7 \text{ м/с}$

и угол установки лопасти $\alpha = \arctg \frac{u_{x3}}{u_{\tau 3}} = \arctg \frac{428,7}{75,97} = 80^\circ$.

После решения квадратного уравнения (17) получив значение относительной ширины кольцевого сопла $\gamma = R_2 / H = 170$, определяли ширину сопла $H = R_2 / \gamma = 150 / 170 = 0,88$ мм.

Далее находим площадь кольцевого сечения сопла, принимая коэффициент $\psi = 0,9$:

$A_3 = \pi \cdot H \cdot (2R_2 + H) \cdot \psi = 3,14 \cdot 0,88 \cdot (2 \cdot 150 + 0,88) \cdot 0,9 = 748 \text{ мм}^2$, и определяем требуемую величину массового расхода активного газа: $m = u_{x3} \rho_3 A_3 = 428,7 \cdot 1,8 \cdot 746 \cdot 10^{-6} = 0,577 \text{ кг/с}$.

Таким образом, предложенный алгоритм расчета вихревого пневмозатвора позволяет профилировать проточную часть аппарата по заданным режимным параметрам, а также рационально выбирать условия его работы, исходя из существующей конструкции.

Пример расчета эжекционного пневмозатвора

Исходные данные для условий работы эжекционного пневмозатвора примем аналогичными условиям работы вихревого пневмозатвора.

Статическое давление и температуру газа в подводящем канале также принимаем в качестве параметров торможения, т. е. $p_1 = p_{01}$, а $T_1 = T_{01}$, далее по газодинамическим таблицам определяем для отношения $p_2/p_1 = 100 \text{ кПа} / 400 \text{ кПа} = 0,25$ значения приведенной скорости $\lambda_0 = 1,4$ и приведенного расхода $q_0 = 0,8216$ на срезе сопла.

Площадь поперечного сечения загрузочного патрубка: $A_2 = \pi \cdot R_2^2 = 7,07065 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$.

Относительную площадь критического сечения сопла и удельный массовый расход активного воздуха определяем по системе уравнений (1): $\Omega_* = 0,015$, $m_1/A_3 = 14,17 \text{ кг/с} \cdot \text{м}^2$.

Площадь выходного сечения кольцевого сопла определяется на основе уравнений сплошности (неразрывности): $A_0 = A_* / q_0$. Площадь поперечного сечения рабочей камеры:

$$A_3 = A_* / \Omega_* = A_2 + A_0.$$

Решая совместно последние два уравнения, определяем последовательно значения площадей $A_* = 0,001079 \text{ м}^2$, $A_0 = 0,001314 \text{ м}^2$, $A_3 = 0,071964 \text{ м}^2$ и массовый расход активного газа $m_1 = 1,02 \text{ кг/с}$.

Сравнивая полученные результаты, видим, что вихревой пневмозатвор потребляет меньший расход активного воздуха. Вместе с тем, он имеет и меньшие габариты, поскольку содержит лишь сопловой аппарат. Однако эжекционный пневмозатвор в отличие от вихревого при давлениях в реакторе p_p меньших предельной величины [4] выполняет и функцию нагнетателя сырья. Кроме того, снизить расход активного воздуха на работу эжекционного пневмозатвора можно, обеспечивая подвод воздуха с одновременным его подогревом теплом, выделяющимся в реакторе (см. рис. 2).

Литература

1. Гришина, Е.А. Рабочий процесс и конструкции эжекционного пневмозатвора / Е.А. Гришина, Е.К. Спиридонов, А.В. Подзерко // Динамика машин и рабочих процессов: сб. докл. Всерос. науч.-техн. конф., 8–10 декабря 2009 г. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009.

2. Пат. 90547 Российская Федерация, МПК F27B 15/08. Эжекционный пневмозатвор устройства для загрузки сыпучих материалов / Е.К. Спиридонов, Е.А. Гришина, А.В. Подзерко. – № 2009136364/22; заявл. 30.09.2009; опубл. 10.01.2010, Бюл. № 1. – 2 с.

3. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.

4. А.с. 1788414 А1 СССР, МКИ F 27 В 15/08. Устройство для загрузки сыпучих материалов в печь / Е.К. Спиридонов, О.В. Нохрин, А.А. Левинцов и др. – № 4814847/33; заявл. 17.04.90; опубл. 15.01.93, Бюл. № 2.

5. Емцев, Б.Т. Техническая гидромеханика: учеб. для вузов / Б.Т. Емцев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.

6. Спиридонов, Е.К. Характеристики и расчет эжекционного пневмозатвора / Е.К. Спиридонов, Е.А. Гришина, А.В. Подзерко // Инновация, экология и ресурсосберегающие технологии на предприятиях машиностроения, авиастроения, транспорта и сельского хозяйства: тр. IX Междунар. науч.-техн. конф. – Ростов н/Д: ИЦ ДГТУ, 2010. – С. 784–790.

7. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – 3-е изд., перераб. – М.: Наука, 1969. – 824 с.

Поступила в редакцию 13 января 2011 г.

Спиридонов Евгений Константинович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», декан Аэрокосмического факультета, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты, лопастные насосы и напорные гидросистемы. Тел.: (351) 267-92-52, e-mail: ggps@susu.ac.ru

Eugenie K. Spiridonov. The doctor of engineering science, professor, the head of «Hydraulics and hydropneumatic systems» department, the dean of aerospace faculty of the South Urals State University (c. Chelyabinsk). The area of scientific interests – applied hydromechanics and hydraulics, stream devices, lobe pumps and pressure head hydraulic-circuit systems. Tel.: (351) 267-92-52, e-mail: ggps@susu.ac.ru

Гришина Елена Александровна. Старший преподаватель кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – газодинамика струйных течений, расчет струйных аппаратов.

Elena A. Grishina. The high teacher of «Hydraulics and hydropneumatic systems» department, South Urals State University (c. Chelyabinsk). The area of scientific interests – Gas dynamics of jet flow, calculation of jet devices.

Подзерко Александр Викторович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – гидродинамика струйных течений и многофазных сред, совершенствование аппаратов струйного типа и динамических гидромашин.

Alexander V. Podzerko. The Candidate of engineering science, the associate professor of «Hydraulics and hydropneumatic systems» department, South Urals State University (c. Chelyabinsk). The area of scientific interests – hydrodynamics of jet flow and the multiphase substance, perfection of devices of jet type and dynamic hydromachines.