УДК 677.051.178.2:677.21.022.483

ОДНОМЕРНЫЙ ПОТОК ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ В ДВИЖУЩИХСЯ КОНТРОЛЬНЫХ ОБЪЕМАХ С ПОСЛЕДУЮЩИМ ОТДЕЛЕНИЕМ

AN UNIVARIATE FLOW OF PNEUMATIC CURRENT IN MOVING CHECKING VOLUME WITH FOLLOWING SEPARATION

И.В. ФРОЛОВА, Е.Ю. АРУТЮНЯН, В.Д. ФРОЛОВ
I.V. FROLOVA, E.YU. ARUTYUNYAN, V.D. FROLOV

(Ивановская государственная текстильная академия)
(Ivanovo State Textile Academy)
E-mail: arutyunyan-elena@mail.ru

В статье рассмотрены различные типы потоков волокнисто-воздушной смеси в бункерном питателе. Исследовано движение несжимаемого пневматического элемента по криволинейной траектории в виде канала. Выведено уравнение для вычисления динамического давления и регулируемого динамического волокнисто-воздушного потока в бункерном питателе.

Different types of fibro-air mixture flows in a bunker feeder have been considered in the article. The movement of incondensable pneumatic element along curvilinear path in the way of a channel has been researched. An equation for calculation of dynamic pressure and regulable dynamic fibro-air flow in a bunker feeder has been received.

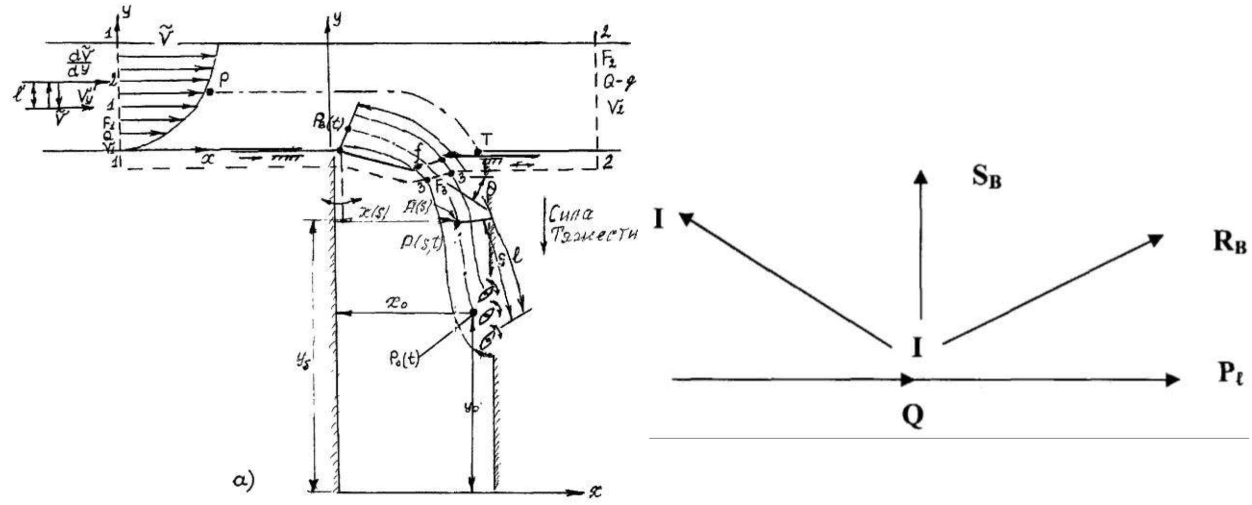
Ключевые слова: несжимаемый пневматический элемент, криволинейный трубопровод, безвихревой поток, волокнисто-воздушная смесь, бункерный питатель.

Keywords: incondensable pneumatic element, a curvilinear piping, vortex-free flow, fibro-air mixture, a bunker feeder.

Рассмотрим прямолинейный установившийся турбулентный поток с неравномерным распределением усредненных скоростей, зависящих от координаты у (рис.1 – движение несжимаемого пневматического элемента по криволинейной траектории в виде канала, где а) – схема систем, б) – график связей). Одна из существующих гипотез о связи турбулентного напряжения τ_T с усредненной скоростью v выражается зависимостью, предложенной Ж. Буссинеском:

$$\tau_T = \rho\varepsilon\left(\frac{d\tilde{v}}{dy}\right), \qquad (1)$$

где ε – коэффициент кинематической турбулентной вязкости.



а) б)

Рис. 1

Полуэмпирическая теория Л. Прандтля, широко применяющаяся в разнообразных задачах, основана на понятии пути перемешивания. Частица, имеющая в слое 1 усредненную скорость $\tilde{v}$ (рис.1), под влиянием турбулентной пульсации перемещается на расстояние ℓ' в слой 2, где усредненная скорость равна:

$$\tilde{v} + \left(\frac{d\tilde{v}}{dy}\right)\ell'.$$

Основное допущение данной теории заключается в том, что путь между слоями 1 и 2 частица проходит без взаимодействия с другими частицами, то есть как молекула газа проходит путь свободного пробега.

Тогда в результате смешения с частицами слоя 2 переместившаяся частица приобретает усредненную скорость этого слоя, то есть в нем будет иметь место пульсации продольной скорости:

$$v'_x \approx \frac{d\tilde{v}}{dy}\ell',$$

где v'_x и v_y – величины одного порядка.

Следовательно:

$$\left|v'_x * v_y\right| \approx \left|(\ell')^2\left(\frac{d\tilde{v}}{dy}\right)\right| = (\ell')^2\left(\frac{d\tilde{v}}{dy}\right)^2.$$

Модуль касательного турбулентного напряжения:

$$\left|\bar{\tau}_T\right| = \left|\rho\overline{v'_x}\,\overline{v'_x}\right| = \rho\ell^2\left(\frac{d\tilde{v}}{dy}\right)^2, \qquad (2)$$

где ℓ – линейная величина, в которую включен коэффициент пропорциональности из предыдущего выражения.

Величину ℓ называют длиной пути перемешивания, что характеризует существующую в турбулентном потоке возможность частиц свободно перемещаться из одного слоя в другой, а значит, является одной из характеристик внутреннего механизма турбулентного потока.

С помощью выражений (1) и (2) устанавливается связь между кинематическим коэффициентом турбулентной вязкости ε и длиной пути перемешивания ℓ:

$$\varepsilon = \ell^2 \left| \frac{dv}{dy} \right|, \qquad (3)$$

откуда сводится задача нахождения зависимости турбулентных касательных напряжений от усредненных скоростей к задаче определения некоторой функции координат ε или ℓ, характерной для турбулентного потока.

Рассмотрим воздуховод, поперечное сечение которого по течению в нем воздушно-волокнистой смеси уменьшается после отделения части потока в бункерный питатель через сечение 3-3 на достаточном удалении от сечений 1-1 и 2-2 (рис. 1). Применительно к объему воздуха внутри контура напишем уравнение количества движения на ось воздуховода [1], [2]

$$P_1F_1 - P_2F_2 = \rho F_2 V_2^2 + \rho F_3 V_3^2 \cos\theta - \rho F_1 V_1^2, \quad (4)$$

где P_1 и P_2 – избыточные (над атмосферным) статические давления воздуха; ρ – плотность воздуха; F_1 и F_2 – площади поперечных сечений воздуховода; F_3 – площадь сжатого сечения струи; V_1, V_2 и V_3 – скорости воздуха; θ – угол между осями струи и воздуховода.

С учетом вышеприведенных выражений определяем положение линии PT, разделяющей течения на два вида: направленные на отделение путем регулирования плоскости 3 к сечению 3-3 и поток к сечению 2-2 [3].

Для сечений 1-1 и 3-3 согласно уравнению Бернулли выражения имеют вид:

$$P_1 + \rho V_1^2 = \frac{\rho V_3^2}{2 + \Delta\rho_{СТ}},$$

а для сечений 1-1 и 2-2:

$$P_1 + \frac{\rho V_1}{2} = P_2 - \rho V_2 + \Delta\rho_{ПР},$$

где $\Delta\rho_{ОТ}$ и $\Delta\rho$ – потери давления смеси через отверстия 3-3 и мимо него 2-2;

$$\bar{f} = fF_1,$$

где f – площадь сжатого сечения струи бокового отверстия и коэффициента сжатия струи, то есть полагаем $F_3 = \varepsilon f$ или $\bar{F}_3 = \varepsilon f$ [4].

Рассмотрим задачу, представленную на рис. 1-а. Пусть s соответствует расстоянию вдоль центральной линии криволинейного трубопровода длиной ℓ'. Тогда A(s) – площадь поперечного сечения потока; x(s) и y(s) описывают соответственно горизонтальное и вертикальное положения центральной линии; $\nu(s, t)$ – средняя скорость волокнисто-воздушной смеси в точке s в момент времени t; P(s, t) – давление.

В соответствии с законом Ньютона можно написать:

$$\rho\frac{D\nu}{Dt} = \rho\frac{\partial\nu}{\partial t} + \rho\frac{\partial\nu}{\partial s} = -\frac{\partial P}{\partial s} - \rho g\frac{\partial y}{\partial s}. \quad (5)$$

В силу несжимаемости потока объемный расход Q(t) не зависит от s, а определяется соотношением:

$$\nu(s,t) = \frac{Q(t)}{A(s)}. \quad (6)$$

Подставляя (6) в уравнение (5), получим:

$$\rho\left(\frac{\dot{Q}(t)}{A(s)} + \frac{Q^2(t)}{A(s)}\frac{\partial \cdot 1/A(s)}{\partial s}\right) = -\frac{\partial P}{\partial s} - \rho g\frac{\partial y}{\partial s}. \quad (7)$$

Интегрируя (7) по s от s = 0 до s = ℓ', имеем:

$$IQ + \frac{\rho Q_2}{2}\left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2}\right) = P_0(\ ) - P\ (t) - \rho g(y\ - y_0), \quad (8)$$

где

$$I = \rho\int_0^{\ell} \frac{dS}{A(s)}, \quad (9)$$

и вместо члена Q^2/A^2 можно подставить $\beta\ Q^2/A^2$.

Уравнение Бернулли (8) можно представить с помощью сосредоточенных элементов, изображенных на рис.1-б. Линейный инерционный коэффициент, определенный с помощью (9), сводится к виду, который был найден методом при условии, что A(s) = const. Тип потоков, рассматриваемых в данной работе, часто называют «квазиодномерными потоками», и при установившемся течении, когда хорошо развитый профиль скорости известен в каждом сечении, можно определить Q/A как среднюю скорость. Для последующих вычислений нам понадобится среднее значение квадрата скорости в сечении, поэтому примем эту величину равной $\beta Q^2/A^2$, где поправочный коэффициент $\beta \geq$ можно вычислить, если известен профиль скорости. Коэффициент β равен единице только для равномерного распределения скорости, которое может иметь место лишь в безвихревом потоке идеального пневмоэлемента.

Точность некоторых результатов можно несколько улучшить введением коэффициентов, подобных β.

Способ интерпретации уравнения (8) основан на том факте, что поток мощности P(t) Q(t) не является общим потоком энергии через стационарную точку трубопровода. Члены $\rho Q^2/2A^2$ определяют динамическое давление, обусловленное кинетической энергией потока. В рассматриваемой системы P и Q содержат всю информацию, требуемую для вычисления динамического давления, поскольку скорость равна Q/A. Член уравнения (8) с Q^2 можно рассматривать как сопротивление, представленное на рис.1-б, так как он определяет связь между Q и давлением (динамическим давлением). Характеристики сопротивления, изображенные на рис. 2, показывают, что при рассмотрении только мощности PQ динамическое давление может быть преобразовано в статистическое и обратно, как это происходит в соплах и диффузорах.

Сопротивление, удовлетворяющее уравнению Бернулли, является необычным в силу двух обстоятельств.

$$P\,dyn = \frac{\rho Q^2}{2}\left(\frac{1}{A_\ell^2} - \frac{1}{A_0^2}\right)$$

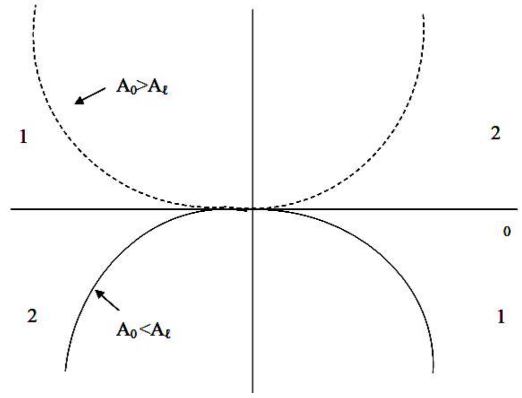


Рис. 2

Во-первых, независимо от того, выполняется условие $A_0 > A_\ell$ или условие $A_0 < A_\ell$, существуют режимы работы, при которых сопротивление является источником мощности. Физически это означает, что динамическое давление частично преобразуется в статистическое давление и в силу этого в кажущийся поток мощности PQ.

Во-вторых, хотя давление в выражении для сопротивления определяется однозначно для любого расхода, однако если задаться давлением, то нельзя будет определить расход однозначно.

Таким образом, для этого сопротивления существует сильная причинная обусловленность.

Последнее свойство объясняется тем, что в основе наших рассуждений лежит допущение о заполнении пневматическими элементами, являющимися частями общей системы, составляющими небольшую часть управления и используемыми для заполнения трубопровода, следовательно: $\nu = Q/A$.

Для некоторых условий, определяющих давление в концевых сечениях трубопровода, это не соответствует действительности – в трубопроводе может образоваться струйное течение. Другая возможность состоит в том, что выведенное уравнение справедливо только для одного направления движения.

Таким образом, управляемая часть воздушного потока отсекается от общего распределителя регулируемой системой и нивелирует колебание пневматических элементов индивидуально в локальных условиях бункерного питателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Karnopp D. and Rosenberg R.C.* Analysis and Simulation of Multiport Systems – The Bond Graph Approach to Physical System Dynamics, The M.I.T. Press, Cambridge, Mass., 1968.
2. Патент 2402647 РФ, МПК D01G 15/40 Бесхолстовой питатель текстильных машин / Фролова И.В., Фролов В.Д., Григорьева Е.Ю. (RU). – № 2009128718/12, завял. 24.07.2009; опубл. 27.10.2010, Бюл.№30.- 6с.: ил.
3. *Фролова И.В.* Динамическая модель распределения волокна в бункерном питателе // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1985, №5. С.43…45.
4. *Талиев В.Н.* Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979.

Рекомендована кафедрой механической технологии текстильных материалов. Поступила 12.03.12.