

УДК 621.176.001.57

Д. А. Козлов, А. В. Павлов, В. М. Яцук

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЖИДКОСТНО-ГАЗОВОГО ЭЖЕКТОРА
С ПРЯМОЛИНЕЙНОЙ КАМЕРОЙ СМЕШЕНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

Предложена математическая модель для проведения поверочного расчета жидкостно-газовых эжекторов. Получены формулы для оценки возможности работы эжектора с заданными геометрическими параметрами в требуемом технологическом режиме.

Ключевые слова: камера смешения, струя жидкости, смешанный поток, столб жидкости, скорость струи.

D. A. Kozlov, A. V. Pavlov, V. M. Yaschuk

THE MATHEMATICAL MODEL OF THE GAS-LIQUID EJECTOR WITH THE STRAIGHT
MIXING CHAMBER

Volgograd State Technical University

The mathematical model for carrying out of testing calculation liquid-gas ejectors is offered. Formulas for an estimation of an opportunity of ejectors work with the set geometrical parameters in a demanded technological mode are received.

Keywords: chamber of mixture, jet of the liquid, the mixed stream, column of a liquid, speed of a jet

Жидкостно-газовые эжекторы с прямолинейной камерой смешения наиболее технологичны для изготовления и позволяют обеспечить стабильную работу промышленных установок в широком диапазоне изменения технологических параметров.

Для выполнения поверочного расчета данных аппаратов разработаем следующую математическую модель, основанную на расчетной схеме представленной на рис. 1.

Для того, чтобы не учитывать высоту столба жидкости, рассмотрим движение потоков в горизонтально расположенной камере смешения.

Струя жидкости из сопла (активный поток) подается в цилиндрическую камеру смешения.

Под действием высокой скорости струи жидкости, газ (пассивный поток) увлекается из приемной камеры в камеру смешения.

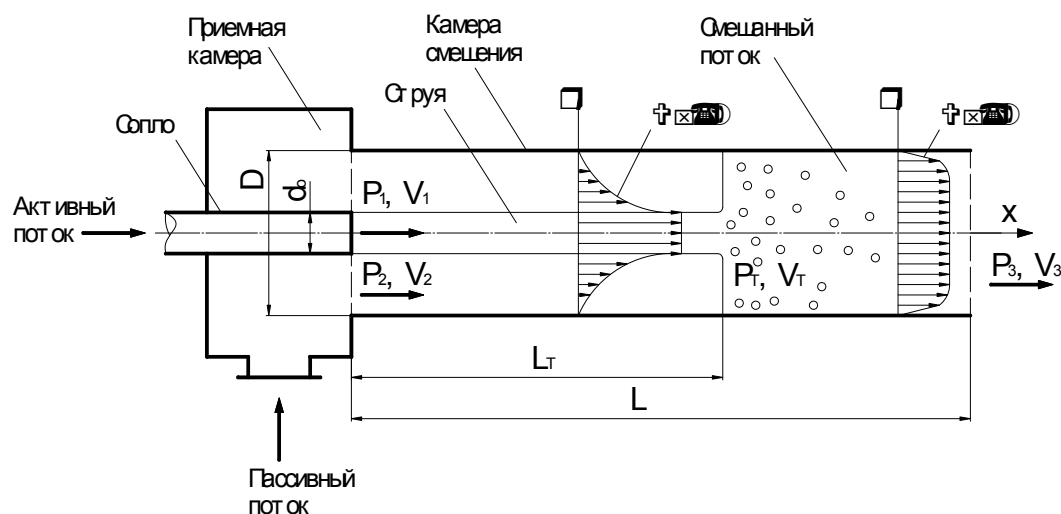
Струя движется до соударения с жидкостно-газовой пробкой, сформированной внутри камеры смешения за счет взаимодействия жидкостно-газового потока со стенками камеры смешения.

Потоки в камере смешения характеризуются следующими параметрами:

P_1 – давление на выходе из сопла, считается заданной величиной;

V_1 – скорость струи, также заданная величина;

P_2 – давление (разряжение), создаваемое в приемной камере;



Расчетная схема эжектора с прямолинейной камерой смешения

V_2 – скорость газового потока на входе в камеру смешения;

P_3 – давление газожидкостного потока из камеры смешения;

V_3 – скорость газожидкостного потока на выходе из камеры смешения;

P_T – давление на границе соударения струи с жидкостно-газовой пробкой;

V_T – скорость на границе соударения струи с жидкостно-газовой пробкой.

В рамках нашей модели рассмотрим две зоны.

1) Зона спутного движения струи жидкости и газового (парового) потока:

$$0 < x < L_T,$$

где L_T – координата границы соударения струи с жидкостно-газовой пробкой. Данная координата неизвестна и подлежит определению из расчета.

Для упрощения задачи, решаем ее без учета изменения тепловой энергии потоков.

Граничные условия для скорости в зоне спутного движения потоков запишутся следующим образом

Условие на стенке камеры смешения

$$\text{при } r = D/2, \quad V_2 = 0,$$

где D – диаметр камеры смешения.

Условия сопряжения потоков (условие равенства скоростей и касательных напряжений на границе газового потока и струи, соответственно)

$$\text{при } r = d_0/2, \quad V_2 = V_1, \quad \frac{dV_1}{dx} = \frac{dV_2}{dx},$$

где d_0 – диаметр отверстия сопла; V_2 – скорость газового потока на границе со струей; V_1 – скорость струи на границе с жидкостным потоком.

Запишем следующие уравнения:

Баланс массы

$$m_1 + m_2 = m_T = m_3; \quad (1)$$

Индексы 1, 2 и 3 относятся, соответственно, к потоку жидкости из сопла, потоку газа (пара) из приемной камеры и жидкостно-газовому потоку из камеры смешения. Индекс T относится к сечению, где происходит преобразование двух отдельных потоков в один смешанный поток.

Массовый расход m_i каждого из потоков рассчитываем по формуле

$$m_i = \rho_i V_i F_i, \quad (2)$$

где ρ_i – плотность, V_i – скорость, F_i – площадь

поперечного сечения i – го потока, соответственно.

Скорость i –го потока определяется по формуле

$$V_i = \frac{Q_i}{F_i}, \quad (3)$$

где Q_i – объемный расход i – го потока.

Площади поперечных сечений потоков находим следующим образом:

– для жидкостной струи

$$F_1 = \frac{\pi d_0^2}{4}; \quad (4)$$

– для газового потока

$$F_2 = \frac{\pi(D^2 - d_0^2)}{4}. \quad (5)$$

Толщину стенки сопла не учитываем.

– для смешанного газожидкостного потока

$$F_3 = F_T = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (6)$$

Баланс количества движения

$$m_1 V_1 + P_1 F_1 + m_2 V_2 + P_2 F_2 = (m_1 + m_2) V_T + P_T F_T. \quad (7)$$

Баланс энергии

$$m_1 \frac{V_1^2}{2} + m_2 \frac{V_2^2}{2} = (m_1 + m_2) \frac{V_T^2}{2}. \quad (8)$$

Потери энергии на трение о стенки и изменение внутренней энергии потоков не учитываем. Так как ось камеры смешения направлена горизонтально, изменение потенциальной энергии потоков также не учитывается.

2) Зона движения смешанного газожидкостного потока $L_T < x < L$, где L – длина камеры смешения.

Для перепада давления для двухфазного потока можем записать

$$\Delta P = P_T - P_3 = \lambda \Phi^2 \frac{(L - L_T) \rho_T V_T^2}{D}, \quad (9)$$

где λ – коэффициент сопротивления, Φ^2 – параметр Мартинелли [1].

Коэффициент сопротивления находится по формуле Блазиуса [1] для однофазного турбулентного потока

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (10)$$

где число Рейнольдса Re рассчитывается по

формуле $Re = \frac{V_T D \rho_T}{\eta_T}$. Здесь ρ_T – плотность и

μ_T – вязкость смешанного потока определяется по формулам

$$\frac{1}{\rho_T} = \frac{X_g}{\rho_g} + \frac{1-X_g}{\rho_l}, \quad (11)$$

$$\frac{1}{\mu_T} = \frac{X_g}{\mu_g} + \frac{1-X_g}{\mu_l}, \quad (12)$$

где ρ_g и ρ_l – плотность газового и жидкостного потока, μ_g и μ_l – вязкость газового и жидкостного потока, X_g – расходное массовое газосодержание.

Параметр Мартинелли определяется по формуле

$$\Phi^2 = \left(1 + X_g \frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l}\right) \left(1 + X_g \frac{\mu_l - \mu_g}{\mu_l}\right)^{-0,25}; \quad (13)$$

$$L_T = L - \frac{m_1 V_1 + P_1 F_1 + m_2 V_2 + P_2 F_2 - P_3 F_3 - (m_1 + m_2) \sqrt{\frac{m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2}{m_1 + m_2}}}{\lambda \frac{\rho_T \Phi^2}{2D} \frac{m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2}{m_1 + m_2}}. \quad (17)$$

Значение L_T находится в пределах $0 < L_T < L$. Нижняя граница соответствует работе эжектора в режиме большого противодавления, что характерно для струйных насосов, а верхняя – в режиме малого противодавления, что характерно для использования эжектора в качестве массообменного аппарата.

При проведении расчетов с использованием

$$L = 1 - \frac{1 - X_g \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right) + \frac{P_1 F_1 + P_2 F_2 - P_3 F_3}{(m_1 + m_2) V_1} - \sqrt{1 - X_g \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)}}{\lambda \frac{\rho_T \Phi^2}{2D} \left[1 - X_g \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)\right]}, \quad (18)$$

где $L = \frac{L_T}{L}$ – безразмерная координата границы соударения струи с жидкостно-газовой пробкой.

Данное выражение является характеристическим уравнением эжектора. Оно может быть использовано для построения характеристик жидкостно-газового эжектора с конкретными геометрическими соотношениями размеров конструктивных элементов и заданными физическими свойствами жидкой и газовой (паровой) сред.

Также данное уравнение может быть принято в качестве целевой функции при определе-

Из уравнения (9) можно получить формулу для расчета значения давления P_T

$$P_T = P_3 + \lambda \Phi^2 \frac{(L - L_T) \rho_T V_T^2}{D} \frac{1}{2}. \quad (14)$$

Из уравнения (7) и (8) найдем скорость V_T

$$V_T = \frac{m_1 V_1 + P_1 F_1 + m_2 V_2 + P_2 F_2 - P_T F_T}{m_1 + m_2}, \quad (15)$$

$$V_T = \sqrt{\frac{m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2}{m_1 + m_2}}. \quad (16)$$

Приравняем полученные выражения и сделаем замену P_T из (14). Получим формулу для определения L_T

уравнения (17) следует избегать применения эжекторов со значениями L_T близкими к граничным, так как несовершенство модели обуславливает определенную погрешность расчетов, и в этом случае велика вероятность нарушений работы эжектора,

Уравнение (17) может быть преобразовано к виду

нии минимального X_{gmin} и максимального X_{gmax} газосодержаний, соответствующих предельным значениям $L = 0$ и $L = 1$, соответственно.

Уравнение (17) можно также использовать для нахождения неизвестного технологического параметра, разрешив данное уравнение относительно него, и задавшись при этом определенным значением координаты L_T .

Например, можно найти разрежение P_2 создаваемое эжектором при известных других его технологических и конструктивных параметрах

$$P_2 = \frac{m_1 V_1 + P_1 F_1 + m_2 V_2 - P_3 F_3 - (m_1 + m_2) \sqrt{\frac{m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2}{m_1 + m_2}} - \lambda \frac{\rho_T (L - L_T) \Phi^2}{2D} \frac{m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2}{m_1 + m_2}}{F_2}. \quad (19)$$

Важным параметром, характеризующим эффективность работы эжектора, может служить коэффициент полезного действия *КПД*, определяемый как отношение энергии переданной потоку газа к затраченной энергии активного потока

$$КПД = \frac{Q_2 \rho_g R_g T_1 \ln \frac{P_3}{P_2}}{Q_1 (P_1 - P_3)}, \quad (20)$$

где R_g – универсальная газовая постоянная, T_1 – температура жидкости подаваемой в сопло.

Очевидно, что при определенном сочетании конструктивных размеров и технологических параметров эжектора можно обеспечить получение максимальных значений КПД.

Таким образом, получены все необходимые формулы для выполнения поверочного расчета жидкостно-газового эжектора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Петухов, Б. С. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1. Справочник по теплообменникам / Пер. с англ., под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.