

М. С. Нурсубин, А. И. Рудаков, И. Р. Нафиков,
Б. Л. Иванов

ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ ЭЖЕКТОРНОЙ СТУПЕНИ ЖКВН С ПУЛЬСИРУЮЩИМ ДВИЖЕНИЕМ АКТИВНОГО ПОТОКА

Ключевые слова: эжектор, нестационарный, пульсирующий, струйный, математическое моделирование.

В статье рассматриваются нестационарные процессы пульсирующей эжекторной ступени жидкостно-кольцевого вакуумного насоса, которые создаются преднамеренно для интенсификации взаимодействия потоков смешиваемых газов в пульсирующем эжекторе. Источником пульсации является периодическое изменение конфигурации элементов эжектора использованием прерывателей потоков активного газа. Разработана математическая модель, учитывающая потери количества движения на трение (путевые потери), а также потери давления в областях изменения сечения потока (местные потери) для канала с постоянным поперечным сечением (эжектор с цилиндрической камерой смешения).

Keywords: ejector, non-stationary, pulsing, jet device, mathematical model.

In article are considered non-stationary processes pulsing ejector stage liquid-recirculating vacuum pump, intentionally for intensify of the interaction flow mixed gas in pulsing ejector. Pulsation source is a periodic variation of the ejector configuration elements using choppers active gas flows. It is designed mathematical model, taking into account loss amount motion on friction (the travel losses), as well as loss of the pressure in area of the change the section of the flow (the local losses) for channel with constant cross-sections (the ejector with cylindrical camera of the mélange).

Нестационарные процессы являются неотъемлемой частью работы различных технических устройств, особенно, при запуске и остановке, а также на переходных режимах. В ряде случаев нестационарные режимы создаются преднамеренно, например, с целью интенсификации теплоотдачи и взаимодействия потоков смешиваемых газов в эжекторе. Знание величин пульсации, - амплитуды и частоты, необходимо для недопущения резонансных режимов работы аппаратов и снижения их шума.

Источниками пульсаций может являться как периодическое изменение конфигурации элементов тракта эжектора, например, использование прерывателей потока активного газа [1,2], так и турбулентность потока [1]. Важную роль в возбуждении колебаний потока играют акустические характеристики тракта эжектора, которые способствуют усилению некоторых колебаний от источников пульсаций. Пульсирующие течения весьма многообразны. Оно связано с повышенным набором чисел подобия, определяющих режим пульсирующего течения. Так если для стационарного потока обычно используются числа Маха и Рейнольдса, то для пульсирующих течений к ним добавляются еще относительная частота и амплитуда пульсаций.

Рассмотрим расчет потоков в эжекторе, как расчет потока в канале с постоянным поперечным сечением (эжектор с цилиндрической камерой смешения) и плавным изменением его поперечного сечения по длине (эжектор с конической камерой смешения), а также постоянным по времени, основанный на одномерной адиабатической модели течения. Эта модель учитывает потери количества движения на трение (путевые потери) и потери давления в областях изменения сечения и поворота потока (если он присутствует) - местные потери.

В общем случае одномерные нестационарные уравнения газовой динамики включают уравнения расхода-неразрывности (1), сохранения импульса (2) и энергии (3).

Уравнения расхода-неразрывности является математическим выражением закона сохранения массы и для технических устройств записывается как равенство расхода жидкости (газа) через два произвольных сечения.

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho F) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho VF) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho VF) + \frac{\partial}{\partial x}[F(\rho V^2 + p)] = -\frac{\partial}{\partial x}I_{comp} + p \frac{\partial F}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \left[\rho F \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho VF \left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \right) \right] = 0 \quad (3)$$

где τ - время, x - продольная координата, ρ - плотность газа, p - давление, V - скорость потока, F - площадь поперечного сечения канала.

Потери количества движения на трение и местные потери на участке Δx определяются по формуле

$$I_{comp} = \frac{\rho V^2}{2} \left(\lambda \frac{\Delta x}{d} + \xi_i \right) F, \quad (4)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения; ξ_m - местное сопротивление.

Для определения коэффициентов сопротивления трения можно использовать их квазистационарные аналоги, в частности, для коэффициента сопротивления трения - соотношение Блазиуса $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$,

А.Д. Альтшуля $\lambda = 0,11 \left(\frac{\xi}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ или

Б.Л. Шифринсона $\lambda = 0,11 \left(\frac{\xi}{d} \right)^{0,25}$ в зависимости от типа течения (числа Рейнольдса) и шероховатости канала.

Еще одним уравнением, замыкающим систему, является уравнение состояния идеального газа

$$e = e(p, \rho) \quad (5)$$

Изменение по времени статического давления $p(\tau)$ и площади проходного сечения $F(\tau)$ обычно осуществляется путем изменения площади проходного сечения. Так же задаются давления, причем и давление и площади проходного сечения изменяются по гармоническому закону. Изменение давления и площади на границе определяется:

$$p = p_{cp} + A_p \sin(2\pi f \tau + \varphi_0) \quad (6)$$

$$F = F_{cp} + A_F \sin(2\pi f \tau + \varphi_0) \quad (7)$$

где F_{cp} , p_{cp} - средние значения давления p и площади F ; A_p , A_F - амплитуды изменения давления p и площади F с частотой f и начальной фазой φ_0 .

Из приведенных уравнений (6) и (7) нами использовано уравнение (6), позволяющее определить непосредственно давление активного потока. При этом пульсация создавалась регулирующими механизмами с центральной качающейся пластиной или подпружиненным шариком.

Необходимо учитывать, что в начальный момент времени ($\tau = 0$) задаются постоянные значения p и e - нулевая скорость потока $V = 0$.

Определение геометрических и режимных параметров рабочего и откачиваемых потоков проводилось с использованием газодинамических функций. Используя газодинамическую функцию давления, определим полное и статическое давление.

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (8)$$

Расчет газового эжектора осуществляется с использованием теории Г.Н. Абрамовича [3] и Ю.Н. Васильева [4].

Основные допущения:

1. Потоки эжектирующего и эжектируемого газов на начальном участке не перемешиваются, а параметры в сечении запириания (сечение 1'-1' рис. 1) характеризуются некоторыми средними, постоянными по всему сечению значениями скорости, давления температуры;

2. Полные давления, температуры торможения и расход сохраняются такими же, как и на входе в камеру смешения [4].

На рисунке 1 показан характер движения рабочего и откачиваемого потоков, а также расчетные зависимости наиболее простой камеры смешения - цилиндрической.

При больших степенях расширения рабочей среды и сжатия эжектируемой среды, подача ограничивается, так называемым, вторым предельным режимом λ_2 и $q(\lambda_2)=1$. Первый критический режим возникает на входе в камеру смешения, третий предельный режим - на выходе из нее (пунктирные линии на рисунке 3.4). На основании результатов

исследований Г.Н. Абрамовича [3], Ю.Н. Васильева [4] и некоторых других авторов, газоструйные эжекторы наиболее эффективны при работе, когда $\lambda_2' = 1$.

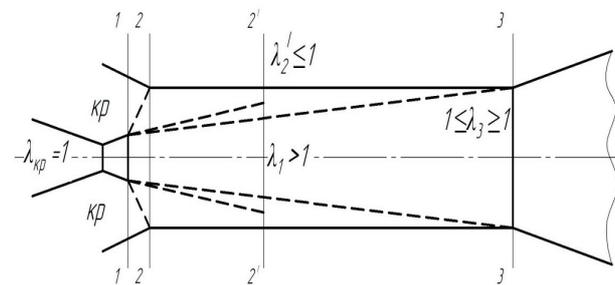


Рис. 1 - Первый, второй и третий критические режимы движения рабочего потока в цилиндрической камере смешения

В сечении 2'-2' возможно получение звуковой скорости, т. е. $\lambda_2' = 1$. Этим достигается максимально возможный расход газа через данный аппарат. Режим работы аппарата, при котором в сечении запириания скорость откачиваемого газа имеет звуковое значение, называется критическим. В сечении запириания поток рабочего газа имеет сверхзвуковую скорость, а поток сжимаемого - звуковую скорость. Поэтому в камере смешения, за сечением запириания, в процессе смешения скорость смешанного потока сверхзвуковая, которая может быть переведена в дозвуковую в прямом скачке уплотнения.

В пульсирующем газоструйном эжекторе, как и в любом струйном аппарате, находятся во взаимодействии три потока - два на входе и один на выходе из камеры смешения. Каждый поток газа характеризуют четыре независимых параметра: p^* , T^* , F , V .

Для определения параметров струйного аппарата необходимо решить систему из 12 уравнений, либо считать некоторые параметры заданными. В этом случае число необходимых уравнений уменьшится на число заданных параметров. Обычно задаются 9 параметрами. Это параметры обоих потоков на входе в эжектор: δ_1^* , δ_1^* , \dot{I}_1 , F_1 , δ_2^* , δ_2^* , \dot{I}_2 , F_2 , а также условие цилиндричности камеры смешения $F_3 = F_1 + F_2$. Таким образом, число уравнений, необходимое для расчета струйного аппарата с цилиндрической камерой смешения сокращается до трех.

При определении расчетных зависимостей стационарных и пульсирующих аппаратов использованы три уравнения сохранения.

Закон сохранения массы (уравнение неразрывности) имеет вид:

$$M_3 = M_1 + M_2 \quad \text{после введения}$$

коэффициента эжекции $\frac{M_1}{M_2} = u$,

$$\frac{M_3}{M_2} = u + 1. \quad (9)$$

Закон сохранения импульса (уравнение количества движения).

Полный импульс на выходе из камеры смешения получен на основании того, что он равен сумме полных импульсов на входе в эжектор (уравнение сохранения импульса):

$$\Phi_3 = \Phi_1 + \Phi_2 \quad (10)$$

Количество движения для струйного аппарата с цилиндрической камерой смешения принимает вид:

$$M_3 V_3 - M_1 V_1 - M_2 V_2 = p_1 F_1 + p_2 F_2 - p_3 F_3,$$

или

$$M_3 V_3 + p_3 F_3 = M_1 V_1 + p_1 F_1 + M_2 V_2 + p_2 F_2. \quad (11)$$

Уравнение (11) при использовании газодинамических функций преобразуется:

$$M_3 a_{кр3} z(\lambda_3) = M_1 a_{кр1} z(\lambda_1) + M_2 a_{кр2} z(\lambda_2). \quad (12)$$

Разделив обе части уравнения (12) на величину $M_1 a_{кр1}$, и заменив в этом уравнении отношение расходов и критических скоростей на безразмерный коэффициент эжекции u , получим:

$$u = \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{p_2^* F_2 q(\lambda_2) \sqrt{T_1^*}}{p_1^* F_1 q(\lambda_1) \sqrt{T_2^*}} \quad (13)$$

$$\frac{a_{кр2}}{a_{кр1}} = \sqrt{\frac{T_2^*}{T_1^*}} = \sqrt{\theta} \quad (14)$$

$$\sqrt{(u+1)(1+u\theta+\vartheta)} z(\lambda_3) = z(\lambda_1) + u\sqrt{\theta} z(\lambda_2). \quad (15)$$

$$\frac{p_3^*}{p_1^*} = \frac{\sqrt{(u+1)(1+u\theta+\vartheta)} q(\lambda_1)}{1 + \frac{1}{\alpha} q(\lambda_3)}. \quad (16)$$

Приравняв полное давление p_1^* и $p_{кр}$ можно записать:

$$p_{кр}^* = \frac{p_3^*}{\frac{\sqrt{(u+1)(1+u\theta+\vartheta)} q(\lambda_1)}{1 + \frac{1}{\alpha} q(\lambda_3)}} \quad (17)$$

Используя формулу 6, окончательно пульсирующее давление запишется:

$$p_1^* = \frac{p_3^*}{1 + \frac{1}{\alpha} q(\lambda_3)} + A_p \sin(2\pi f \tau + \varphi_0) \quad (18)$$

На рисунке 2 приведен график изменения пульсирующего давления в эжекторной ступени жидкостно - кольцевого вакуум насоса (ЖКВН)

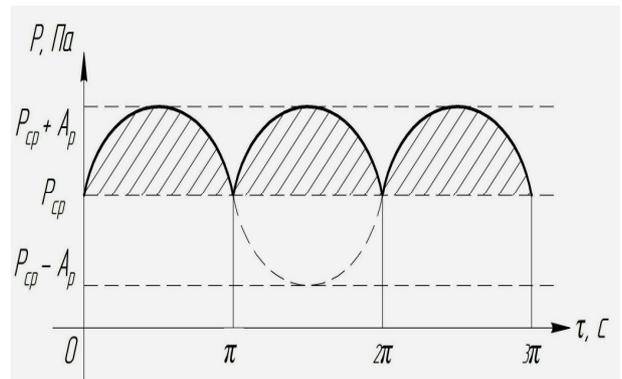


Рис. 2 – График (1) периодического изменения пульсирующего давления в эжекторной ступени ЖКВН

На приведенном графике значение $P_{кр}$ представляет прямую горизонтальную линию, отстоящую от нуля на величину расстояния $P_{кр} - 0$, численное которой определяется по выражению (17). Прирост давления, обусловленного правой частью уравнения 6, (заштрихованная часть) представлен амплитудой A_p и частотой π .

Литература

1. Патент 2097606 РФ, МКИ 6 F 04 F 5/04. Пульсирующий эжектор /А.И.Рудаков, Н.М.Асадуллин (Россия).-№94009704/06, заявл.5.03.94; опубл. 27.11.97, бюлл. №33.- 4 с.
2. Рудаков, А.И. Конструкция и теория работы пульсирующего струйного аппарата с маятниковым прерывателем подачи активного газового потока. /И.Р. Нафиков, Б.Л. Иванов// Инженерная наука - агропромышленному комплексу / Маткр. междунар. научно-практ. конф., посвящ. 60-летию ин-та мех. и техн. сервиса. Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2010.- с.154-157.
3. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика. /Г.Н.Абрамович// В 2-х ч. 4.2: Учеб. рук. для втузов М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991.- 304 с.
4. Васильев, Ю.Н. Теория сверхзвукового эжектора с цилиндрической камерой смешения. /Ю.Н. Васильев// Лопаточные машины и струйные аппараты. - М.: Машиностроение, 1967. - Вып. 2. - с. 171 - 234.
5. Лапшин А.Г., Фарахов Т.М. Модели трения в турбулентных потоках при обтекании различных поверхностей. Вестник Казан. технол. ун-та, т. 16, № 23, 82-86.
6. Аганин А.А., Гусева Т.С. Расчет ударных волн в переменных плотность, скорость, давление. Вестник Казан. технол. ун-та, т. 16, № 22, с. 104.

© М. С. Нурсубин - к.т.н, доц. каф. ИПМ КНИТУ, nursubin@rambler.ru; А. И. Рудаков - д.т.н., проф. каф. электрооборудования и электрохозяйства предприятий, организаций и учреждений КГЭУ, rud-38@mail.ru; И. Р. Нафиков - ст. препод. каф. машин и оборудования в агробизнесе, Казанский ГАУ, insaf-82@mail.ru; Б. Л. Иванов - ст. препод. той же кафедры.