

А. В. Фафурин, Р. Р. Тагиров, М. Л. Шустрова

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВХОДНЫХ КОНФУЗОРОВ

Ключевые слова: конфузор, геометрия профиля, коэффициент расхода.

На основе метода вариативного исчисления предложен профиль входного конфузора, обладающий минимальной поверхностью вращения. Использование уравнений движения и неразрывности позволило выполнить сопоставительный анализ газодинамических характеристик.

Keywords: nozzle, profile configuration, discharge coefficient.

On the basis of a variation method the profile of an entrance nozzle possessing the minimum surface of rotation is offered. Using the movement and contiguity equations allowed to make the comparative analysis of gasdynamic characteristics.

Большинство промышленных и бытовых устройств используют в своих конструкциях входные направляющие аппараты, известные как конфузоры. Основная функция последних – создание равномерного профиля скоростей потока жидкости или газа на входе в энергетическую составляющую системы. Область применения входных конфузоров достаточно широка – это центробежные и осевые компрессоры, градирни, вентиляторы, фены, расходомерные устройства и т.п.

От качества поля скоростей на выходе из конфузора, которое оценивается величиной коэффициента расхода, во многом зависит коэффициент полезного действия энергетической системы в целом.

Конструктивно конфузоры различаются только формой внутреннего канала. Они выполняются как конического, так и коноидального вида, в форме тазиков и овальных поверхностей. В расходомерных системах часто используются нормальные сопла, в центробежных компрессорах – конические входные устройства. Отличительным свойством почти всех входных конфузоров является то, что они несут в своих формах субъективизм конструкторского понимания протекающих в них процессов. Количественной оценкой качества входных конфузоров могут служить две величины. Первая – величина суммарных потерь на трение и вихреобразование. Вторая – действительный коэффициент расхода в выходном сечении, представляющий отношение действительного значения расхода к теоретическому, чем ближе эта величина к единице, тем качественнее конфузор. Что касается потерь на трение – то они тем меньше, чем меньше площадь внутренней поверхности конфузора. Потери на вихреобразование снижает плавность хода образующей канала.

Решение проблемы минимизации обтекающей поверхности лежит в плоскости методов вариационного исчисления. В работе [1] приведена задача о наименьшей поверхности вращения в форме уравнения Эйлера

$$F = -r'Fr' = C_1 \quad (1)$$

и ее решения в виде

$$r(x) = c_1 \operatorname{ch} \frac{x - c_2}{c_1}; \quad (2)$$

$$r'(x) = \sinh \left(\frac{c_2 - x}{c_1} \right).$$

В рассматриваемом случае течения в конфузоре константы c_1 и c_2 можно определить из следующих граничных условий:

$$r'(l) = 0 \rightarrow c_2 = l, \quad (3)$$

где l – длина конфузора, m – модуль,

$$m = \left(\frac{r(l)}{r(0)} \right)^2$$

Введем величины:

$$\bar{r}(x) = \frac{r(x)}{r_{01}}; \quad X = \frac{x}{2r_{01}}; \quad \dot{l} = \frac{l}{2r_{01}} \quad (4)$$

Подставляя (3) и (4) в (2), получаем

$$\bar{r}(x) = \sqrt{m} \operatorname{Ch} \frac{2(X - \dot{l})}{\sqrt{m}}. \quad (5)$$

Очевидно, что при принятых граничных условиях длина конфузора не может задаваться произвольно, а должна зависеть от модуля m . При $x=l$ величина $\bar{r}(l) = \sqrt{m}$, и длина сопла может быть вычислена как

$$\dot{l} = \frac{\sqrt{m}}{2} \operatorname{arccosh}(1/\sqrt{m}) \quad (6)$$

Из (5) и (6) следует, что

$$\bar{r}(X) = \sqrt{m} \operatorname{Ch} \left[\frac{2(X - \frac{\sqrt{m}}{2} \operatorname{arccos}(hm^{-0.5}))}{\sqrt{m}} \right] \quad (7)$$

На рис.1 показано, как изменяется длина конфузора, обладающего минимальной поверхностью, в зависимости от модуля. Максимальная длина достигается при модуле 0,3 и равна $\dot{l} = 0,33135$.

На рис.2. приведен профиль конфузора модуля 0,25, обладающего минимальной поверхностью вращения (minspace). Для сравнения, здесь же показан профиль нормального сопла, рассчитанного согласно ГОСТ («нормальное сопло» - сопло ИСА 1932)[2]. Функциональная зависимость, аппроксимирующая геометрию профиля нормального сопла модуля 0,25, представляется как

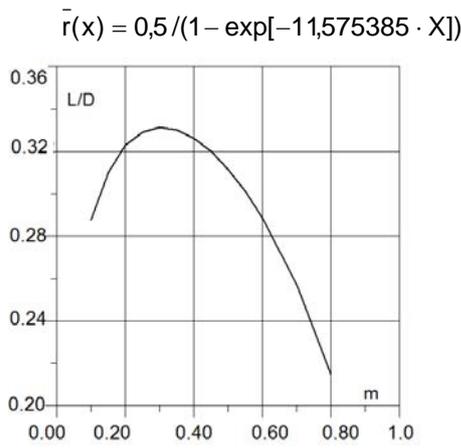


Рис. 1 – Зависимость длины конфузора с минимальной внутренней поверхностью от модуля

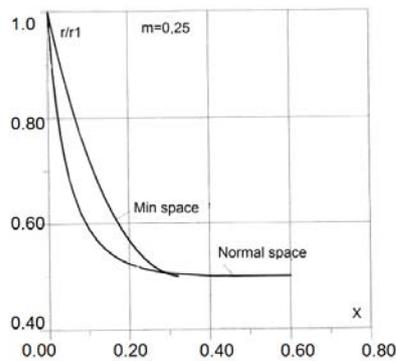


Рис. 2 – Профили конфузоров модуля 0,25(min space – профиль конфузора с минимальной поверхностью вращения и normal space – профиль с нормальной геометрией)

Из графиков следует, что конфузор имеет не только минимальную поверхность, но и наиболее плавный ход образующей. Это приводит к меньшим потерям на вихреобразование. С.Б. Горбунович в своей работе [3] для расчета коэффициента сопротивления конфузоров предлагает зависимость

$$\zeta = \frac{(-0.0125m^4 + 0.0224m^3 - 0.00723m^2)}{(\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p)} + \frac{+0.00444m - 0.00745}{(\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p)} \quad (8)$$

где α_p - угол, в градусах.

Расчеты коэффициентов потерь для конфузоров, приведенных на рис.2, составляют для minspace $\zeta = 0,337$, а для normal_space 0,4337.

Движение жидкостей и газов в канале описывается уравнениями движения и неразрывности [4]. Преобразование данных уравнений с использованием понятий толщины вытеснения δ^* , потери импульса δ^{**} , формпараметра Н, позволяет записать указанные уравнения в виде

$$\frac{dRe^{**}}{dX} + \frac{Re^{**}}{W_0} (1+H) \frac{dW_0}{dX} + \frac{Re^{**}}{r(x)} \frac{dr(x)}{dX} - \quad (9)$$

$$- \frac{r(x)}{W_0} \frac{d}{dX} \left[\frac{P_{01} r_{01}}{2\omega_{01} \mu \cos \alpha} \right] = \frac{C_{f_0}}{2} \Psi W_0 Re_1$$

$$\frac{dW_0}{dX} = \left(\frac{4H Re^{**}}{Re_1 r(x)^2} - \frac{2W_0}{r(x)} \right) \frac{dr(x)}{dX} + \frac{4H}{Re_1 r(x)} \frac{dRe^{**}}{dX} + \frac{4R^{**}}{Re_1 r(x)} \frac{dH}{dX} \quad (10)$$

В (9) и (10) принято, что

$$Re^{**} = \frac{\omega_0 \delta^{**}}{\nu}; \quad X = \frac{x}{2r_{01}}; \quad W(X) = \frac{\omega(x)}{\omega_{01}}; \quad Re^{**} = \frac{\omega_0 \delta^{**}}{\nu};$$

$$X = \frac{x}{2r_{01}}; \quad \bar{r}(x) = \frac{r(x)}{r_{01}}; \quad \Psi = \frac{C_f}{C_{f_0}} Re_1 = \frac{\omega_{01} r_{01}}{\nu}; \quad \mu = \nu \rho;$$

P^* - полное давление.

Решение уравнения (9) и (10) связано с режимом течения – ламинарным или турбулентным. Рассмотрим ламинарный режим течения.

В этом случае относительный коэффициент трения равен

$$\Psi = \frac{(a + b\lambda)}{(1 + c\lambda + d\lambda^2)} \quad (11)$$

где $a=1,004133$; $b=-2,2054499$; $c=-1,2455$; $d=-0,000471375$.

Коэффициент трения в стандартных условиях равен [6]

$$c_{f_0} = \frac{0.44}{Re^{**}} \quad (12)$$

Формпараметр $H=2,53$.

Начиная от входа ($X=0$) на стенках конфузора в силу вязкости нарастает пограничный слой. Толщина последнего определяется зависимостью [6]

$$\frac{\delta}{r(x)} = \frac{10\sqrt{X}}{r(x)\sqrt{Re_1}} \quad (13)$$

А входящий в (11) параметр продольного градиента давления как

$$\lambda = \frac{2}{c_{f_0}} \frac{\delta}{\Psi r(x)} \frac{dr(x)}{dX} \quad (14)$$

На рис. 3 приведены результаты расчета параметра продольного градиента давления для сравниваемых конфузоров.

Параметр λ для конфузора min_space оказался по абсолютной величине больше. Однако величина потерь на трение в этом случае такая же, как и у Normal_space. Это связано с тем, что функция (11) возрастает от 1 до 1,6 в диапазоне $-4 < \lambda < 0$, оставаясь в дальнейшем практически постоянной. Основные потери здесь будут на вихреобразование в силу большей крутизны профиля конфузора Normal_space.

Характеристикой деформации поля скоростей в конфузоре выступает толщина потери импульса или число Рейнольдса, построенное по этой величине. На рис.4 показан ход нарастания для исследуемых конфузоров чисел Re^{**} .

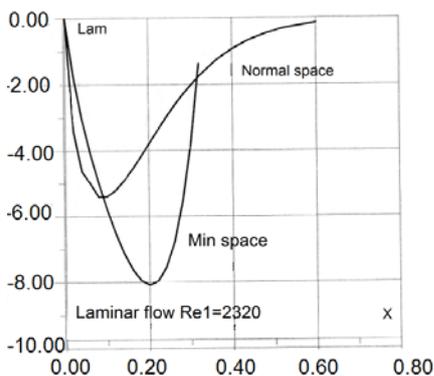


Рис. 3 - Результаты расчета параметра продольного градиента давления

Видно, что конфузور min_space имеет меньший тренд нарастания, что соответствует меньшей деформации поля скоростей во входном сечении. Этот вывод следует из того, что в силу слабой деформации поля скоростей в конфузоре min_space кривые, отображающие величины скоростей в потенциальном ядре и средняя по сечению для модуля 0, 25 достаточно близки друг к другу. Расчеты показывают, что отношение $\omega_{cp}/\omega(l)$ для конфузора min_space составляет 0,963, а для конфузора normal_space 0,923. Разница составляет 4,5%, однако влияние этой величины на КПД энергетических систем может быть достаточно заметным[7].

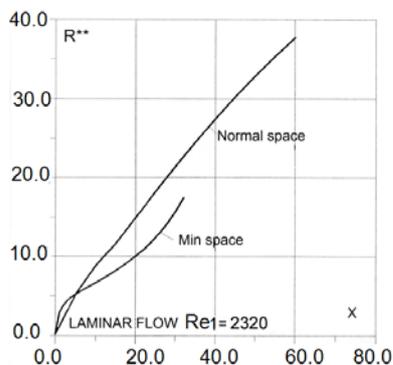


Рис. 4 – Ход нарастания числа Рейнольдса для нормального конфузора и конфузора минимальной поверхностью

Литература

1. Л.Э. Эльсгольц. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. М.: «Наука», 1969г – 424с.
2. ГОСТ 8.586.3-2005 - Государственная система обеспечения единства измерений. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 3. Сопла и сопла Вентури. Технические требования. – М.: Стандартинформ, 2007 – 33с.
3. С.Б. Горюнович. Потери давления в сети. Сужающие устройства. – www.rosteplo.ru
4. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985 – 320с.
5. А.В. Фафурин, Б.Н. Нестеренко. Нестационарный ламинарный пограничный слой в конфузورных каналах. Межвузовский сборник «Тепло- и массообмен в химической технологии». Выпуск 4, Казань, 1976.
6. Теория теплообмена. Под ред. А.И. Леонтьева. М: Высшая школа, 1979 – 495с.
7. Фафурин А.В. Пульсации параметров энергоустановок как средство управления и экономики /А.В. Фафурин, Я.З. Гузельбаев //Вестник Казан. технол. ун-та – 2011.- Т. 14, №15.- С.256-259

© А. В. Фафурин - советник ректора, д-р техн. наук, проф. каф. автоматизированных систем сбора и обработки информации КНИТУ; Р. Р. Тагиров – студ. КНИТУ, marishu@inbox.ru; М. Л. Шустрова – асп. каф. автоматизированных систем сбора и обработки информации КНИТУ.