

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОФИЛЯ ВХОДНЫХ КОНФУЗОРОВ

М. Л. ШУСТРОВА

*Казанский национальный исследовательский технологический университет, Казань,
Республика Татарстан,
e-mail: shu.ma@bk.ru*

Приведен краткий обзор методов построения образующих различных типов сопел и входных конфузоров. На основании методов вариационного исчисления предложен способ построения профиля, обеспечивающего минимум потерь на трение и вихреобразование.

Ключевые слова: сопло, конфузор, профиль, коэффициент расхода, вариационный метод, оптимальное сопло.

Confusors and nozzles are used for a long time, therefore there is a large number of various profiles of these narrowing devices. This paper contains a brief review of different nozzles and konfuzors construction methods. On the basis of methods of variation calculus ways the method of creation of the optimum narrowing device providing a minimum of losses on friction and vortex formations is given.

Key words: nozzle, konfuzor, profile, discharge coefficient, variation method, optimum nozzle.

В конструкциях большинства промышленных и бытовых устройств используют входные направляющие аппараты в виде труб и каналов переменного сечения, называемые конфузорами, диффузорами и соплами. Основная функция указанных элементов – создание равномерного профиля скоростей потока жидкости или газа на входе в энергетическую составляющую системы.

Область применения входных конфузоров достаточно широка – их устанавливают на входах в центробежные и осевые компрессоры, градирни, вентиляторы, фены, в сварочном оборудовании и т. п. Особенности их использования связаны с тем, что среда в данные сужающие устройства поступает из больших объемов.

Сопла также широко распространены в паровых, водяных и газовых турбинах, ракетных и воздушно-реактивных двигателях, газодинамических лазерах, магнитогидродинамических установках, аэродинамических трубах и на газодинамических стендах, в расхо-

метрии, при создании молекулярных пучков, в химической технологии, струйных аппаратах, процессах дутья и др. Поток поступает в сопло из ограниченного объема. В частности, расходоизмерительные сопла устанавливают внутри трубопроводов. Длина прямых участков трубопроводов выбирается таким образом, чтобы на входе в сопло профиль скоростей был полностью сформирован.

Конфузоры конструктивно различаются только формой внутреннего канала. Ввиду многообразия областей использования конфузоров и сопел, геометрия их образующих также весьма разнообразна. Целью данной работы является определение профиля входного конфузора, обеспечивающего минимум потерь.

Обзор методов построения образующих конфузорных каналов. Анализ литературных источников показывает, что существует множество видов профилей сопел и конфузоров. Каждый тип имеет особенности построения, условия использования и гидродинамические характеристики. На рис. 1 приведены профили конического (1), экспоненциального (2), коноидального (3), нормального (4), эллипсоидного (6) и радиусного (7) сопел, а также сопла Витошинского (5), откуда следует, что профили разных типов сопел одного модуля (в данном случае взят модуль $m = 0,25$) существенно отличаются друг от друга. Для многих из существующих типов сужающихся каналов нет численных методов расчета, их геометрию задавали произвольно и затем уточняли эмпирически. Приведем некоторые виды устройств, относящихся к данной категории.

Сопло ИСА 1932 – плавно сужающаяся часть которого на входе образована дугами двух радиусов, сопрягающимися по касательной [1]. Геометрия профиля данного сопла совпадает с геометрией нормального сопла, описанного в [2], поэтому далее будем обозначать его как нормальное сопло. Коэффициент истечения сопла определяют по формуле [1]:

$$C = 0,99 - 0,2262\beta^{4,1} - (0,0017\beta^2 - 0,0033\beta^{4,15})(10^6 / \text{Re})^{1,15},$$

где β – относительный диаметр сопла; Re – число Рейнольдса.

Задав допустимые по [1] значения $0,3 \leq \beta \leq 0,8$ и Re и подставив их в приведенное выражение, получили, что $C_{\min} = 0,776191$ (0,89939) при $\beta = 0,3$ и $\text{Re} = 10^7$; $C_{\max} = 0,98837$.

Сопло Вентури имеет входную часть как у сопла ИСА 1932, цилиндрическую горловину и выходную часть в виде расходящегося

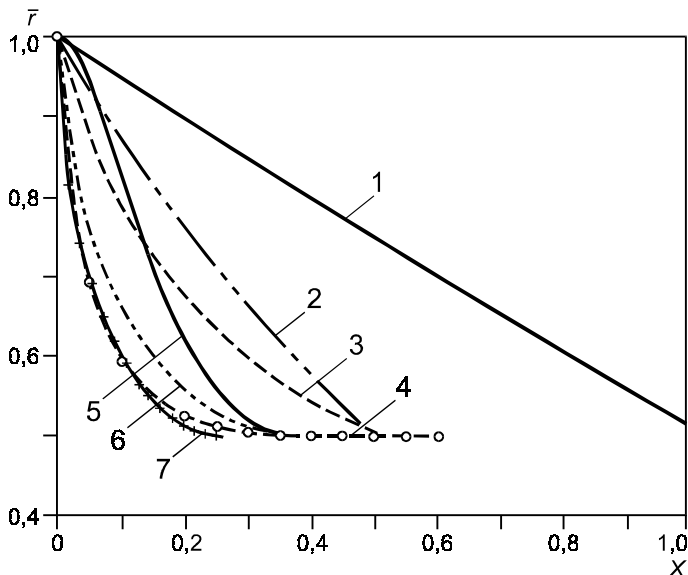


Рис. 1. Разнообразие профилей сужающих устройств (сопл):

1 – коническое; 2 – экспоненциальное; 3 – коноидальное;
4 – нормальное; 5 – Витошинского; 6 – эллипсоидальное;
7 – радиусное

конуса (диффузора) [1]. Короткое сопло Вентури получило большое распространение, так как при экономии металла потери давления на нем почти не превышают потерь давления на длинном сопле, в особенности при больших модулях. Коэффициент истечения сопла Вентури не зависит от числа Рейнольдса и рассчитывается как [1]:

$$C = 0,9858 - 0,196\beta^{4,5}.$$

Таким образом, диапазон возможных значений коэффициента истечения сопла составил $0,9235537 - 0,9847014$, при этом $C_{\min}$ будет соответствовать большему значению модуля сопла.

Эллипсоидное сопло имеет на входе в радиальном сечении профиль в виде четвертой части эллипса, его коэффициент истечения [1]:

$$C = 0,9965 - 0,00653\sqrt{10^6\beta/\text{Re}},$$

диапазон возможных значений будет $0,41240 - 0,98727$.

Конические сходящиеся сопла обладают линейным профилем сужения, их коэффициенты расхода, сужения струи и скорости

зависят от конусности и длины сопла [3]. Сопла с небольшим углом конусности широко применяются в гидравлике и гидрорезке. Основное достоинство – простота изготовления при удовлетворительных гидродинамических параметрах. Угол конусности таких сопел около $13 - 14^\circ$, длина цилиндрического участка на выходе около $(0,7 - 0,8)D$, где D – диаметр сопла. Коэффициент расхода лежит в интервале $0,93 - 0,97$ [3].

Труба Дала состоит из двух конусов: короткого, сходящегося с углом конусности 40° , и длинного, расходящегося с углом конусности 15° . Коэффициент истечения ниже, чем у труб Вентури, потери давления соизмеримы с потерями в трубах Вентури [3].

Трубы Хупера [3]. Входная часть образована дугой радиусом $R = d/3$, где d – диаметр горла трубы. Цилиндрическая часть отсутствует, вместо нее к горлу примыкает диффузор с углом 10° . Остаточная потеря давления $4,5 - 6,0$ %. Коэффициент истечения $0,82 - 0,96$.

Сдвоенное сопло Вентури [3]. В начале устройства имеется небольшой цилиндрический участок, диаметр которого равен диаметру трубопровода, затем расположены первое сопло (профиль соответствует нормальному), сопло $1/4$ круга (уменьшающее радиус), точка отбора давления и короткий конический диффузор, выходной диаметр которого несколько меньше диаметра трубопровода. Коэффициент истечения $0,574 - 0,681$ с ростом модуля убывает.

Труба Вентури [1]. В начале – цилиндрический участок, далее конфузор $(21 \pm 1)^\circ$ длиной $2,7 (D - d)$, цилиндрическое горло $L = d$ и диффузор с углом конусности $5 - 15^\circ$ (рекомендуется $7 - 8^\circ$). Коэффициент истечения $0,957 - 0,995$ [3] возрастает с ростом Re .

Радиусное сопло имеет несколько модификаций. Сопло $1/4$ круга предназначено для малых Re ; сопло $1/2$ круга – также для малых Re и модулей. Постоянство коэффициентов расхода сохраняется при $Re \leq 10000$. Без индивидуальной калибровки погрешность коэффициентов расхода принимается равной $2,5$ % [3].

Цилиндрическое сопло. Особенность – острая кромка на входе. Применяются при малых модулях $0,01 - 0,03$. При длине $(2 - 3)d$ коэффициент истечения $0,800 - 0,804$ [2].

Комбинированное сопло – сопло $1/4$ круга с примыкающим цилиндрическим выходом.

Катеноидальное сопло широко используется при гидроабразивной резке [4]. Форма его рассчитана так, чтобы осуществлялось плавное

согласование с выходным сечением для получения компактной струи с равномерным распределением скорости. Для обеспечения высоких метрологических характеристик необходимо при проектировании учитывать газодинамические характеристики течения среды в сужающемся канале. Так, при расчете геометрии сужающего устройства в качестве исходных данных необходимо задать вид целевой функции, по которой будет осуществляться оптимизация формы сопла. Приведем некоторые устройства, относящиеся к данной категории.

Сопло Лаваля представляет трубу переменного сечения, состоящую из двух частей. Скорость газа, протекающего через нормально работающее сопло, непрерывно увеличивается, причем в суживающейся части скорость дозвуковая, а в расширяющейся сверхзвуковая. Применяется при скоростях газа, превышающих критическое значение, и для полного использования перепада давлений. Угол конусности расширяющейся части сопла при этом должен составлять $10 - 12^\circ$ [5]. Метод расчета приведен в [6].

Сопло Витошинского. Профиль сопла плавно согласуется с входом и выходом (производная от радиуса сопла по координате в этих точках равна нулю) и дает наиболее равномерное распределение скорости потока в поперечном сечении на выходе из сопла. Метод расчета приведен в [7].

Конoidalное сопло имеет профиль, соответствующий форме истекающей из него стационарной струи несжимаемой жидкости, отсюда высокий коэффициент расхода, достигающий 0,994 [2].

Сопло со степенным профилем образующей и максимумом тяги. В [7] предлагается решение вопроса оптимизации геометрии осесимметричного сопла путем обеспечения максимума реактивной тяги. Было установлено, что близкие к оптимальным тяговые характеристики имеют сопла со степенной образующей. Целевой функцией принята суммарная аэродинамическая сила, действующая на сопло в продольном направлении.

Сопло, обеспечивающее звуковой равномерный поток. В [8] приводится расчет сверхзвуковой части плоского или осесимметричного сопла, реализующего при запертом течении с кривой звуковой линией предельно близкий к звуковому равномерный сверхзвуковой поток. Цель профилирования – выравнивание потока на выходе сопла.

Оптимальное сопло для двухфазных сред [9]. В большинстве устройств (паровые и газовые турбины, компрессоры, реактивные двигатели летательных аппаратов, сами летательные аппараты) актуальным является реализация условия

$$M = \omega / a \geq 1,$$

где M – число Маха; ω – скорость воздушного потока; a – скорость звука в критическом сечении. В отличие от классического подхода, при котором увеличивают числитель дроби, в [9] данный вопрос решен путем уменьшения ее знаменателя, что позволило осуществить условие $M > 1$ при меньших энергетических затратах.

Оптимизация геометрии образующей конфузора. Количественной оценкой качества входных конфузоров могут служить суммарные потери на трение и вихреобразование и действительный коэффициент истечения в выходном сечении, представляющий отношение действительного значения расхода к теоретическому. Потери на трение уменьшаются пропорционально площади внутренней поверхности конфузора. Потери на вихреобразование снижает плавность хода образующей канала.

Определенная стандартом [1] геометрическая форма преобразователей расхода приводит не только к значительным градиентам, но и к активному обмену масс, заключенных в объемах входной и выходной застойных зон. И если значительное ускорение потока приводит, с одной стороны, к увеличению устойчивости струи, то, с другой стороны, оно же способствует неустойчивости течения жидкости в застойных зонах, вызывая пульсации измеряемого сигнала. Погрешности, обусловленные перечисленными выше причинами и специфическими факторами (геометрический профиль, шероховатость и т. д.), существенно ограничивают метрологические возможности стандартизованных преобразователей расхода и сопел.

Коэффициент истечения сопел в общем случае может быть представлен в виде двух слагаемых. Первое характеризует неравномерность профиля массовой скорости в области потенциальной части течения, второе – деформацию профилей скоростей в пристенном пограничном слое относительно среднего значения. Нормативные документы, например [1], регламентирующие порядок эксплуатации преобразователей расхода, требуют установки последних в области стабилизированного течения. Таким образом, коэффициент истечения является функцией степени деформации профиля скоростей

в пограничном слое под действием возмущающих факторов, основные из них – отрицательный продольный градиент давления и площадь боковой поверхности сопла.

Решение проблемы минимизации обтекаемой поверхности лежит в плоскости методов вариационного исчисления. В [11] приведена задача о наименьшей поверхности вращения в форме уравнения Эйлера

$$F = -r' Fr' = C_1$$

и ее решения в виде

$$r(x) = c_1 \operatorname{ch}[(x - c_2)/c_1]; \quad (1)$$

$$r'(x) = \sinh[(x - c_2)/c_1]. \quad (2)$$

В рассматриваемом случае течения в конфузоре константу можно определить из граничных условий

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

где l – длина конфузора; m – модуль, $m = (r(l)/r(0))^2$.

Введем следующие обозначения:

$$\bar{r}(x) = r(x)/r_{\text{вх}}; \quad X = x/(2r_{\text{вх}}); \quad \bar{l} = l/(2r_{\text{вх}}),$$

где $r_{\text{вх}}$ – входной радиус конфузора.

При подстановке (2) и (3) в (1), получим

$$\bar{r}(x) = \sqrt{m} \operatorname{ch} \left[2(X - \bar{l})/\sqrt{m} \right].$$

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

$$\bar{l} = (\sqrt{m}/2) \operatorname{arccosh}(1/\sqrt{m}).$$

Из (1), (2) следует, что приведенный радиус

$$\bar{r}(X) = \sqrt{m} \operatorname{ch} \left[2(X - 0,5\sqrt{m} \operatorname{arccosh}(1/\sqrt{m}))/\sqrt{m} \right]. \quad (4)$$

На рис. 2 показано, как изменяются профиль и длина конфузора, обладающего минимальной поверхностью, в зависимости от модуля. Максимальная приведенная длина 0,33135 достигается при модуле 0,3.

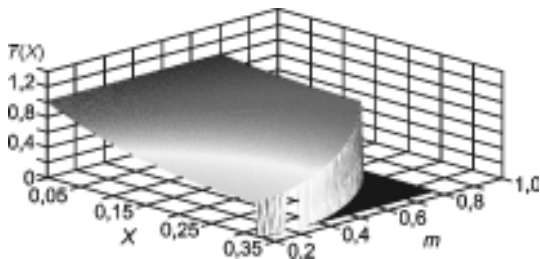


Рис. 2. Зависимость текущего радиуса сопла с минимальной поверхностью от модуля m и значения продольной координаты X

Из сопоставления профилей нормальной, коноидальной и минимальной поверхностей, построенных на рис. 3, следует, что уменьшение площади последней приводит не только к минимизации потерь на вязкую диссипацию, но и к меньшему предельному отрицательному градиенту давления.

Зависимость (4) количественно не учитывает вязкую диссипацию. Ее влияние можно оценить следующим образом. Запишем минимальную работу как

$$A_{\tau} = \int_0^x r \sqrt{1 + (dr/dx)^2} \tau_{\omega} dx; \quad (5)$$

$$\tau_{\omega} = (C_f/2) \rho \omega^2, \quad (6)$$

где τ_{ω} – касательное напряжение; ρ – плотность потока; C_f – относительный коэффициент трения.

Подставив (6) в (5), с учетом формулы Эйлера [10]:

$$Fr - \frac{d}{dx} Fr' = 0,$$

получим

$$\frac{G^2 C_f}{\pi r_{\text{вых}} \rho g} \left\{ - \frac{3\bar{x} \sqrt{1 + \bar{r}'(x)^2}}{r(x)^4} - \frac{d}{d\bar{x}} \left(\frac{x r'(x)}{r(x)^3 \sqrt{1 + r'(x)^2}} \right) \right\} = 0;$$

$$- \frac{3x + 3x(dr(x)/dx)^2 + (dr(x)/dx)r(x) + (dr(x)/dx)^3 r(x) + x(d^2 r(x)/dx^2)r(x)}{r(x)^4 (1 + (dr(x)/dx)^2)^{3/2}} = 0. \quad (7)$$

Здесь G – расход; $r_{\text{вых}}$ – выходной радиус конфузора; g – ускорение свободного падения.

Уравнение (7) определяет профиль сопла для случая $C_f = \text{const}$. Так как правая часть (7) равна нулю, числитель дроби также равен нулю. Окончательно функциональная зависимость профиля будет иметь вид

$$3x + 3x(dr(x)/dx)^2 + (dr(x)/dx)r(x) + (dr(x)/dx)^3 r(x) + x(d^2r(x)/dx^2)r(x) = 0. \quad (8)$$

Решение (8) проводят численными методами с использованием пакета Wolfram Mathematica.

На рис. 3 сплошная линия 2 хотя и близка к линии 3 профиля с минимальной поверхностью, но не совпадает с ней. Касательные напряжения приводят к большей крутизне профиля. Отрицательный продольный градиент давления изменяет коэффициент трения в функции продольной координаты. Количественно учесть это изменение можно через число Рейнольдса. Согласно [12] можно записать

$$C_f/2 = B_1 \text{Re}_x^{-0.2}/2;$$

$$\text{Re}_x = \rho \omega x / \mu;$$

$$B_1 = \text{const}, B_1 = 0,0576.$$

Введя C_f в (7) с учетом уравнения Эйлера, приведя подобные члены и приравняв числитель полученной дроби к нулю, окончательно получим функциональную зависимость для профиля сопла в общем виде

$$13x + 13x(dr(x)/dx)^2 + 4(dr(x)/dx)r(x) + \\ + 4(dr(x)/dx)^3 r(x) + 5x(d^2r(x)/dx^2)r(x) = 0.$$

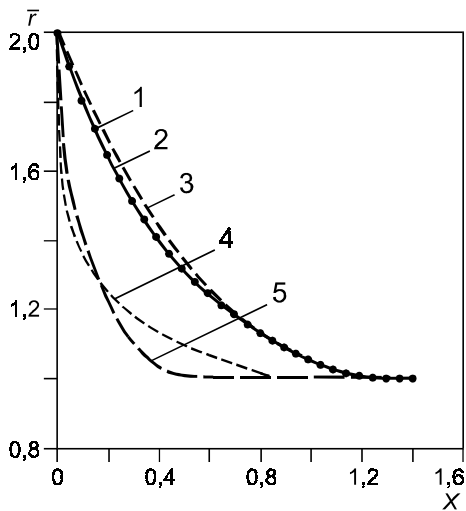


Рис. 3. Рассчитанные профили:

- 1, 2 – сопла с переменным и постоянным коэффициентом трения по длине;
- 3 – профиль с минимальной поверхностью;
- 4, 5 – коноидальное и нормальное сопла

На рис. 3 численное решение иллюстрируется точками 1, которые почти полностью совпадают с линией 2. Последнее можно объяснить слабой зависимостью коэффициента трения от числа Рейнолдса (степень 0,2) и, следовательно, от вариации добавленной скорости.

Анализ газодинамических характеристик конфузора с минимальной поверхностью, приведенный в [12, 13], показывает, что при использовании конфузора данного типа с модулем 0,25 в ламинарном режиме коэффициент расхода составил 0,963, в турбулентном – 0,9944. Это значительно превышает значение аналогичного параметра для конфузора нормальной геометрии для того же модуля при режимах ламинарном (0,923) и турбулентном (0,9837).

Выводы. В течение длительного использования многообразие форм сопел и конфузоров увеличивалось, и на сегодняшний день существует огромное множество разновидностей профилей данных устройств. При этом для большинства конфузоров нет числовых методов расчета, их геометрия задавалась и уточнялась эмпирически и определялась, по большей части, опытом экспериментатора. Однако существуют и численные методы расчета, позволяющие создать сопло или конфузор, обладающие заданным набором характеристик.

Предлагаемые методы расчета оптимальной геометрии конфузоров, основанные на методах вариационного исчисления, позволяют обеспечить минимум потерь на трение, а также благодаря более плавному ходу образующей – уменьшение потерь на вихреобразование. Следствием уменьшения потерь становится увеличение коэффициента истечения, а значит, повышение точности измерения при использовании расходоизмерительных сопел предлагаемой геометрии образующих.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. **ГОСТ 8.586.3 – 2005.** ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Ч. 3. Сопла и сопла Вентури. Технические требования.

2. **Справочник** машиностроителя. Т. 2. /Под ред. Н. С. Ачеркана М.: МАШГИЗ, 1960.

3. **Кремлевский П. П.** Расходомеры и счетчики количества. Л.: Машиностроение, 1975.

4. **Семко А. Н., Локтюшина Ю. В.** Об учете сжимаемости жидкости при расчете течения в гидропушке // Вісник Донецького Національного Університету. Сер. А. Природничі науки. 2011. № 2. С. 95–101.

5. **Решетняк В. В., Семко А. Н.** Влияние формы сопла на параметры гидропушки // Прикладна гідромеханіка. 2010. Т. 12, № 3. С. 62–74.

6. **Ковальногов Н. Н., Ратищева А. С.** Расчет течения и сопротивления трения потока в соплах Лавалья. Ульяновск: УлГТУ, 2007.

7. **Таковицкий С. А.** Оптимальные сверхзвуковые сопла, имеющие степенную образующую // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. 2009. № 1. С. 153–158.

8. **Крайко А. А. и др.** О профилировании контуров сопел, реализующих при кривой звуковой линии равномерный сверхзвуковой поток или максимум тяги // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. 2012. № 2. С. 97–113.

9. **Фисенко В. В.** Новое в термодинамике двухфазных потоков. Теоретические предпосылки и практические решения [Электрон. ресурс]. <http://www.fisonic.com/term.htm> (дата обращения: 01.03.2013 г.).

10. **Эльсгольц Л.Э.** Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. М.: Наука, 1969.

11. **Кутателадзе С. С., Леонтьев А. И.** Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985.

12. **Фафурин А. В., Тагиров Р. Р., Шустрова М. Л.** Газодинамические характеристики входных конфузоров // Вестник Казан. технол. ун-та. 2012. № 8. С. 323–326.

13. **Шустрова М. Л., Понкратов А. С., Кульдюшов Д. А.** Характеристики входных конфузоров при турбулентном режиме течения // Вестник Казан. технол. ун-та. 2012. № 19. С. 110–112.

Дата принятия 08.04.2013 г.

