

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
КАМЕРЫ СМЕШЕНИЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ**

© 2025 г. Saeed Akbarnejad^a, Masoud Ziabasharhagh^a, *

^aDepartment of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology,
Pardis Street Tehran, Molla-Sadra Avenu, Vanak Square, Tehran, 19945 Iran

*e-mail: mzja@kntu.ac.ir

Поступила в редакцию 25.10.2023 г.

После доработки 13.03.2024 г.

Принята к публикации 27.03.2024 г.

Данная статья посвящена исследованию влияния основных геометрических параметров сверхзвукового эжектора: суммарной длины сужающейся камеры смешения и участка постоянного сечения ($s + L$), полуугла конусности камеры смешения φ_1 и длины L – на его характеристики и оптимизацию его работы на основе полученных результатов. Методы вычислительной гидродинамики (computational fluid dynamics – CFD) использовались для моделирования и расчета параметров эжектора при изменении значения $s + L$ в диапазоне от $8D$ до $10D$ (D – диаметр горловины эжектора). Показано, что увеличение суммарной длины более $10D$ негативно влияет на коэффициент эжекции ER (entrainment ratio) и степень сжатия PR (pressure ratio). Поэтому для получения оптимальных эксплуатационных характеристик была выбрана длина $8D$. Хотя в программном пакете ESDU (Engineering Sciences Data Unit) рекомендовано принимать значение φ_1 в диапазоне $2–10^\circ$, проведенные расчеты показали, что увеличение полуугла φ_1 свыше 2° приводит к ухудшению работы эжектора. Обсуждаются эксплуатационные характеристики, полученные при изменении φ_1 от 2 до 6° . Кроме того, в расчетах длина участка постоянного сечения варьировалась от $1D$ до $5D$, при этом суммарная длина сужающейся камеры смешения и участка постоянного сечения оставалась постоянной – $8D$. Показано, что участок длиной $3D$ является оптимальным с точки зрения проектных требований, так как позволяет получить высокий коэффициент эжекции при степени сжатия, находящейся в требуемом диапазоне. Проведенные исследования свидетельствуют о важности тщательного анализа указанных параметров для получения оптимальных эксплуатационных характеристик эжектора.

Ключевые слова: сверхзвуковой пароструйный эжектор, теоретическая модель, рабочая характеристика, коэффициент эжекции, степень сжатия, метод численной гидродинамики, камера смешения

DOI: 10.56304/S004036362570081X

Сверхзвуковые эжекторы применяются в самых разных целях: от создания вакуума и транспортировки материалов до установки в холодильных системах. Это простые устройства, не требующие особого технического обслуживания из-за отсутствия подвижных частей. Они могут эффективно работать с источниками низкопотенциального тепла, включая сбросное тепло или солнечную энергию. Однако коэффициент полезного действия эжекторов меньше КПД механических компрессоров, которые иногда используются вместо них.

Исследования возможностей повышения КПД сверхзвуковых эжекторов проводились в трех направлениях:

оптимизация эжектора – велись работы по изменению формы его проточной части и расположения сопел, а также размеров эжектора [1–5];

изучение влияния условий эксплуатации [6–10];
анализ режимов течения в эжекторе с помощью расчетов, выполненных методами вычислительной гидродинамики и визуализации течения [11–13].

Главная цель настоящего исследования состояла в том, чтобы изменить геометрические характеристики эжектора и условия его эксплуатации таким образом, чтобы максимально увеличить значения таких показателей, как коэффициент эжекции ER и степень сжатия PR . Параметр ER определяли по формуле

$$ER = \dot{m}'' / \dot{m}', \quad (1)$$

где \dot{m}' , \dot{m}'' – массовый расход эжектирующей (рабочей) и эжектируемой жидкости соответственно, кг/ч.

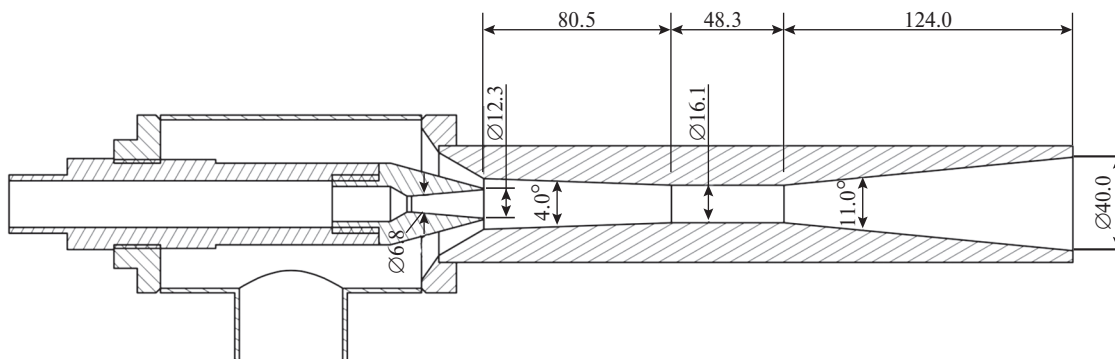


Рис. 1. Размеры пароструйного эжектора

Одна из основных задач заключалась в изучении источников необратимых процессов в сверхзвуковых эжекторах в целях их уменьшения и повышения КПД эжектора.

Авторы [14] одними из первых создали одномерную ($1D$) модель для расчета и проектирования сверхзвуковых газовых эжекторов и классифицировали их по типу смещения (при постоянном давлении или постоянной площади). В [14] была предложена концепция смесительного эжектора постоянного давления и выдвинуто несколько допущений: стационарный режим работы, идеальное и адиабатическое перемешивание, изэнтропическое расширение, а также поддержание давления рабочего потока на выходе из рабочего сопла в соответствии с давлением эжектируемой жидкости. После этой основополагающей публикации появилось множество других одномерных моделей, предназначенных для усовершенствования конструкции газовых эжекторов и повышения их эффективности.

В [15] была предложена одномерная нестационарная модель сверхзвуковых однофазных эжекторов, а в [16] создана новая одномерная модель для расчета характеристик эжектора в звуковых и дозвуковых режимах. В исследованиях [17–20] учитывались свойства реального газа в одномерных моделях для определения критических и докритических режимов работы эжекторов. В [21] была представлена одномерная модель эжекторной холодильной машины, в которой используется источник низкопотенциального тепла. В [22] предложен метод оценки ER для двухдроссельных эжекторов. В [23] описана одномерная модель струйного эжектора с учетом свойств реального газа, в [24] – модель, рассчитанная на одновременное критическое истечение рабочего и эжектируемого потоков.

Эти одномерные модели, иногда называемые $0D$ -моделями, предназначены для определения параметров в некоторых точках или сечениях канала эжектора, а не для прогнозирования распределения параметров потока вдоль всей оси

эжектора. Назначение таких моделей – расчет основных размеров эжектора в соответствии с заданными граничными условиями и конструктивными требованиями. Для эжекторов с критическим истечением рабочего потока и потока в самом эжекторе эти одномерные модели позволяют определить диаметры горла, выходного отверстия рабочего сопла и участка постоянного сечения. Этот процесс подробно рассмотрен в некоторых публикациях, например в [25]. Модуль 94046 платформы ESDU [26] включает в себя написанную на языке Fortran программу ESDUрас A9446 для расчета размеров и характеристик эжектора, включая дополнительные параметры, в том числе длину участка постоянного сечения и камеры смещения. Хотя некоторые характеристики, например полуугол конусности камеры смещения ϕ_1 и длину $s + L$, рекомендуется выбирать из указанных в ESDU диапазонов, они существенно влияют на эксплуатационные показатели эжектора, о чем свидетельствуют результаты расчетов, выполненных авторами настоящей статьи с использованием методов CFD.

Платформа ESDU содержит аналитические и полуэмпирические методы, а также прикладные программы, предназначенные для инженеров и специалистов, работающих в различных отраслях промышленности, для проектирования и расчета характеристик эжекторов и струйных насосов. Методы, предложенные в ESDU, основаны на уравнениях для одномерного течения и включают в себя эмпирические коэффициенты для учета потерь в различных компонентах устройств. В модуль ESDU 94046 [26], специально созданный для расчета парогазовых течений, входят руководство по принципам проектирования эжекторов, указания по выбору конструктивных решений и расчет эксплуатационных характеристик. Этот модуль облегчает определение ключевых размеров эжектора, в частности диаметра его горла D , диаметров горла d_m и выходного сечения d_e рабочего сопла, которые играют решающую роль в разработке эскизного проекта эжектора. Одна-

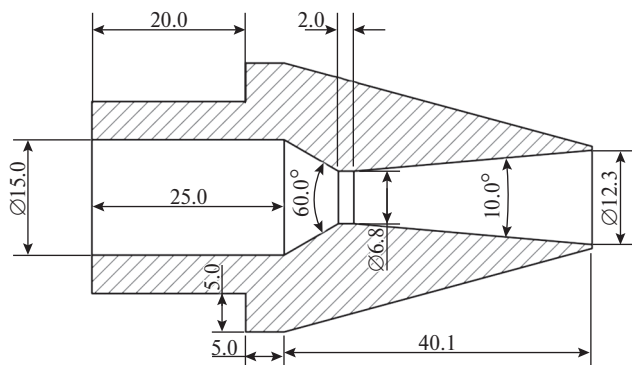


Рис. 2. Размеры сверхзвукового сопла

ко точные значения трех других основных размеров: длины участка постоянного сечения L , длины смесительной камеры s и полуугла конусности смесительной камеры φ_1 – не рассчитываются в программе, для них рекомендуются только диапазоны значений. В других одномерных моделях, аналогичных ESDU 94046 [26], главное внимание также уделяется определению основных размеров эжектора, а не непосредственному расчету параметров L , s и φ_1 .

Используя комплексный подход, авторы настоящей работы попытались более подробно изучить особенности конструкции эжектора и оптимизировать его характеристики. Размеры эжектора и применяемого в нем сверхзвукового сопла Лавала указаны на рис. 1 и 2 соответственно. Условные обозначения и названия частей эжектора, используемые в ESDU 94046, представлены на рис. 3.

При расчете эжектора предполагалось, что процесс смешения происходит при постоянном давлении. Модуль ESDU 94046 [26] включает в себя программу ESDUрас A9446, написанную на языке Fortran и предназначенную для расчета

эжекторов и их эксплуатационных характеристик применительно к парогазовым аппаратам.

В настоящем исследовании выполняется упрощенная процедура, в которой используются экспериментальные данные, полученные для паровых эжекторов. Далее приводятся граничные условия и основные размеры эжектора, рассчитанные в программе ESDUрас A9446:

Давление в плоскости, кПа:

- входного сечения рабочего сопла p_1 500
- входа эжектируемого потока p_0 30
- выходного сечения суживающейся секции или диффузора p_5 100

Массовый расход, кг/ч:

- \dot{m}' 100
- \dot{m}'' 12.3

Диаметр, мм:

- d_{th} 6.8
- d_e 12.3
- D 16.1

В соответствии с рекомендациями, приведенными в ESDU, параметры φ_1 и $s + L$ должны выбираться из следующих диапазонов:

$$2 \leq \varphi_1 \leq 10^\circ; \tag{2}$$

$$8D < s + L < 10D. \tag{3}$$

Эскизный проект эжектора выполнен с использованием этих рекомендуемых значений. Однако в рамках настоящего исследования при проведении расчетов методами численного моделирования процессов гидродинамики в целях определения оптимальных значений параметр φ_1 варьировался в диапазоне от 2 до 6°, а сумма $s + L$ – в интервале от $8D$ до $10D$. Длина участка постоянного сечения L также изменялась от $1D$ до $5D$.

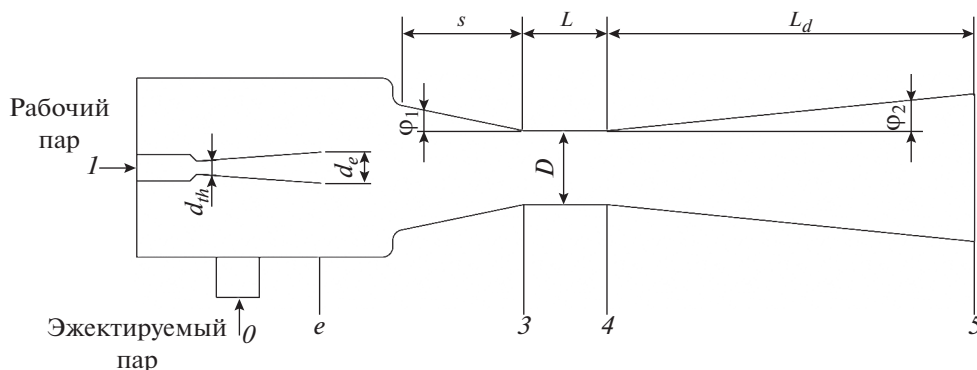


Рис. 3. Схема эжектора.

0 – плоскость входа эжектируемого потока; плоскость входного сечения: I – рабочего сопла; 3 – участка постоянного сечения камеры смешения; плоскость выходного сечения: 4 – камеры смешения; 5 – диффузора или эжектора; φ_2 – полуугол конусности диффузора; L_d – длина диффузорной части эжектора; e – выходная плоскость рабочего сопла

МОДЕЛИРОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ (CFD)

Чтобы исследовать влияние различных параметров (ϕ_1 , $s + L$ и L) на производительность эжектора, было выполнено несколько вариантов моделирования. Особенности подходов к моделированию и его результаты будут рассмотрены далее.

Основные уравнения

Течение в паровом эжекторе считается двумерным (2D) и осесимметричным. Для моделирования этого течения используются уравнения Навье – Стокса, полученные на основе законов сохранения массы, импульса и энергии. Для их решения применялся программный пакет ANSYS Fluent 16.0.

Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0; \quad (4)$$

уравнение движения

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}; \quad (5)$$

уравнение энергии

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j}[u_j(\rho E + p)] = \\ = \bar{\nabla} \cdot \left(a_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \bar{\nabla} \cdot [u_j(\tau_{ij})], \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (7)$$

– тензор напряжений, Н/м²; ρ – плотность, кг/м³; t – время, с; x – пространственная координата, м; u – скорость, м/с; p – давление, Па; E – общая энергия (сумма внутренней и кинетической энергий), отнесенная к единице массы, Дж/кг; a_{eff} – эффективный коэффициент теплопроводности, м²/с; T – температура, К; μ_{eff} – эффективный динамический коэффициент вязкости, Па · с; δ_{ij} – дельта Кронекера; $\delta_{ij} = 1$, если $i = j$, и $\delta_{ij} = 0$, если $i \neq j$. Свойства относятся к газу (пару), который использовался при расчетах. Индексы i, j, k представляют собой компоненты вектора скорости и пространственные направления в декартовой системе координат, а именно: i, j соответствуют компонентам скорости в направлениях x, y или z ; k – фиктивный индекс, используемый для суммирования по пространственным компонентам, т.е. $k = 1, 2, 3$ для направлений x, y и z .

Построение сетки и анализ влияния размеров сетки

Для построения сетки применялся пакет ANSYS Workbench 2023 R1, позволяющий получать сетки с разным количеством ячеек. Сетка, изображенная на рис. 4, сгущается вблизи стенок и у выходного сечения рабочего сопла, где смешиваются два потока, обуславливая большие градиенты скорости. Проверка сеточной независимости решения выполнена путем расчета ER для эжектора на разных сетках. Как видно на рис. 5, дальнейшее “измельчение” сетки, состоящей примерно из 57000 ячеек, не приводит к существенным изменениям коэффициента эжекции. Поэтому именно такая сетка была выбрана для расчетов.

Граничные условия и постановка задачи в программе Fluent при CFD-моделировании

В качестве граничных условий для рабочего и эжектируемого пара был задан параметр “давление”.

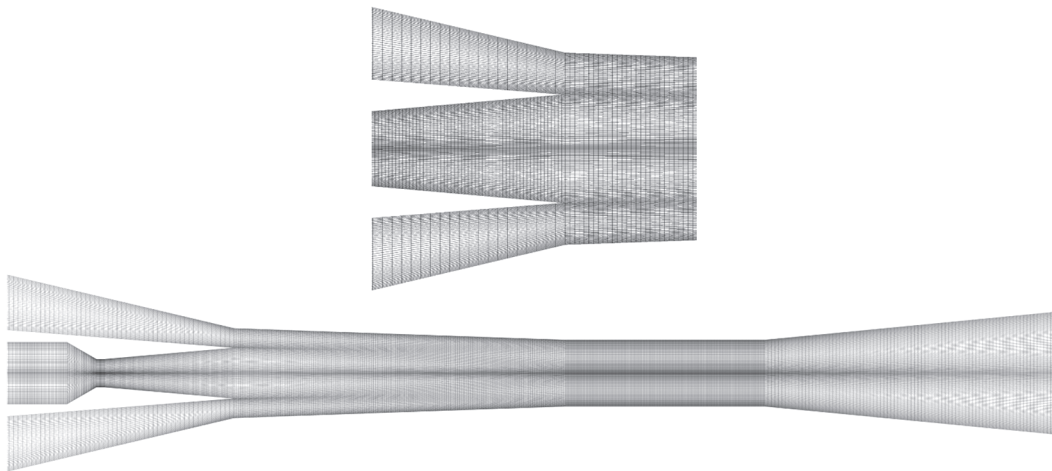


Рис. 4. Сетка, состоящая из 57000 ячеек, со сгущением на оси и у стенок эжектора ($s + L = 8D$, $\phi_1 = 2$ и $L = 3D$)

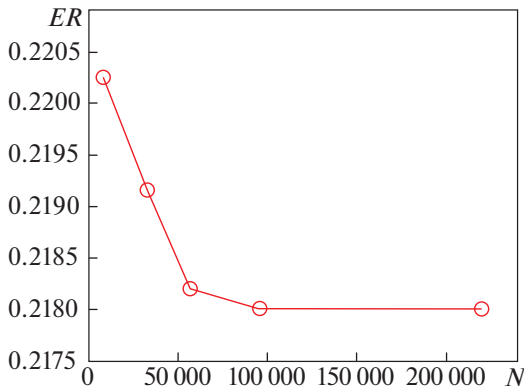


Рис. 5. Зависимость коэффициента эжекции ER от размеров сетки (N – количество ячеек) для проверки сеточной независимости решения

ние на входе”, а для смеси, уходящей из эжектора, – “давление на выходе”. Температура и другие характеристики и свойства определялись для насыщенного пара. Для параметров турбулентности граничными условиями принимались гидравлический диаметр и интенсивность турбулентности, которая на всех границах задавалась равной 3%.

В соответствии с рекомендациями [27], для описания турбулентности была выбрана SST k - ω -модель. Авторы [27] указывают, что эта модель хорошо описывает распространение ударных волн, интенсивность скачков уплотнений и восстановление среднего давления. Выбор данной модели соответствует результатам и других исследований [3, 28, 29].

В качестве рабочей и эжектируемой жидкостей применялся водяной пар. Средняя удельная теплоемкость, теплопроводность и вязкость принимались постоянными, а плотность рассчитывалась по уравнениям для идеального газа. Процесс считался адиабатическим и теплообмен со стенками не учитывался. Такое допущение справедливо из-за высокой скорости течения жидкости.

Расчеты выполнялись с помощью системы сопряженных уравнений с использованием коррекции давления. Для аппроксимации уравнений применялась конечно-разностная схема против потока второго порядка точности. Сходимость считалась достигнутой, если все невязки не превышали 10^{-6} .

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В этом разделе представлены результаты CFD-моделирования, причем основное внимание уделяется влиянию ключевых геометрических параметров на производительность эжектора. Проанализированы параметры ϕ_1 , L и $s + L$.

Влияние углов наклона стенок камеры смешения на характеристики эжектора

Как было отмечено ранее, в модуле ESDU рекомендуется выбирать полуугол конусности ϕ_1 в диапазоне от 2 до 8°. Однако результаты расчетов, которые будут приведены далее, свидетельствуют о существенном влиянии ϕ_1 на эксплуатационные характеристики эжектора. Работа эжектора, у которого длина участка постоянного сечения $L = 3D$ (т.е. в 3 раза больше диаметра горла эжектора), а $s + L = 8D$, исследовалась при четырех значениях ϕ_1 : 2, 3, 4 и 6°. Согласно данным, представленным на рис. 6, увеличение ϕ_1 приводит к уменьшению коэффициента эжекции и степени сжатия и тем самым к ухудшению эксплуатационных характеристик эжектора. Кроме того, линия 5 на рис. 6 соответствует эжектору, у которого $s + L = 10D$, $L = 3D$ и $\phi_1 = 2^\circ$. Этот график показывает, что при одном и том же полуугле $\phi_1 = 2^\circ$ рост параметра $s + L$ от $8D$ до $10D$ вызывает значительное уменьшение ER и PR .

По линиям тока (рис. 7) при $\phi_1 = 2$ и 6° , $s + L = 8D$ и $L = 3D$ можно выявить особенности течения в канале эжектора. В частности, в эжекторе при установке ϕ_1 на отметке 6° возникает зона интенсивной рециркуляции, которая затрудняет поступление эжектируемой жидкости, что приводит к диссипации (рассеянию) энергии и ее необра-

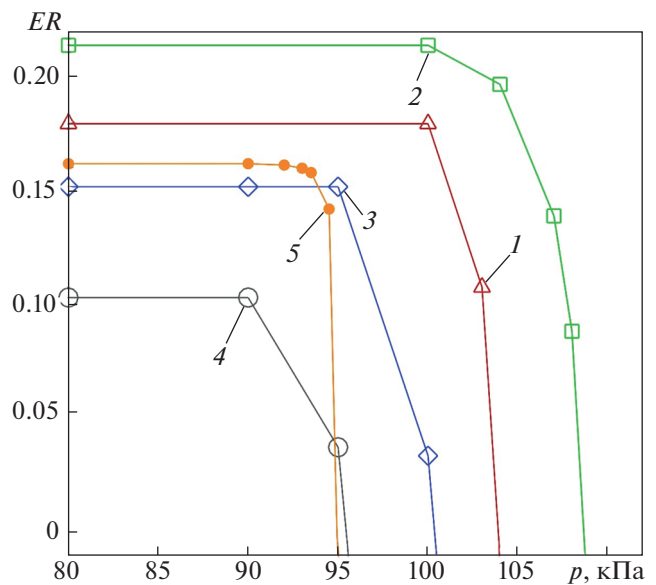


Рис. 6. Эксплуатационные характеристики эжектора с $s + L = 8D$ и $L = 3D$ при разных полууглах конусности ϕ_1 .

ϕ_1 , град: 1 – 3; 2, 5 – 2; 3 – 4; 4 – 6; $s + L$: 1–4 – $8D$; 5 – $10D$ (дополнительная кривая).

p – противодавление в эжекторе (см. плоскость 5 на рис. 3)

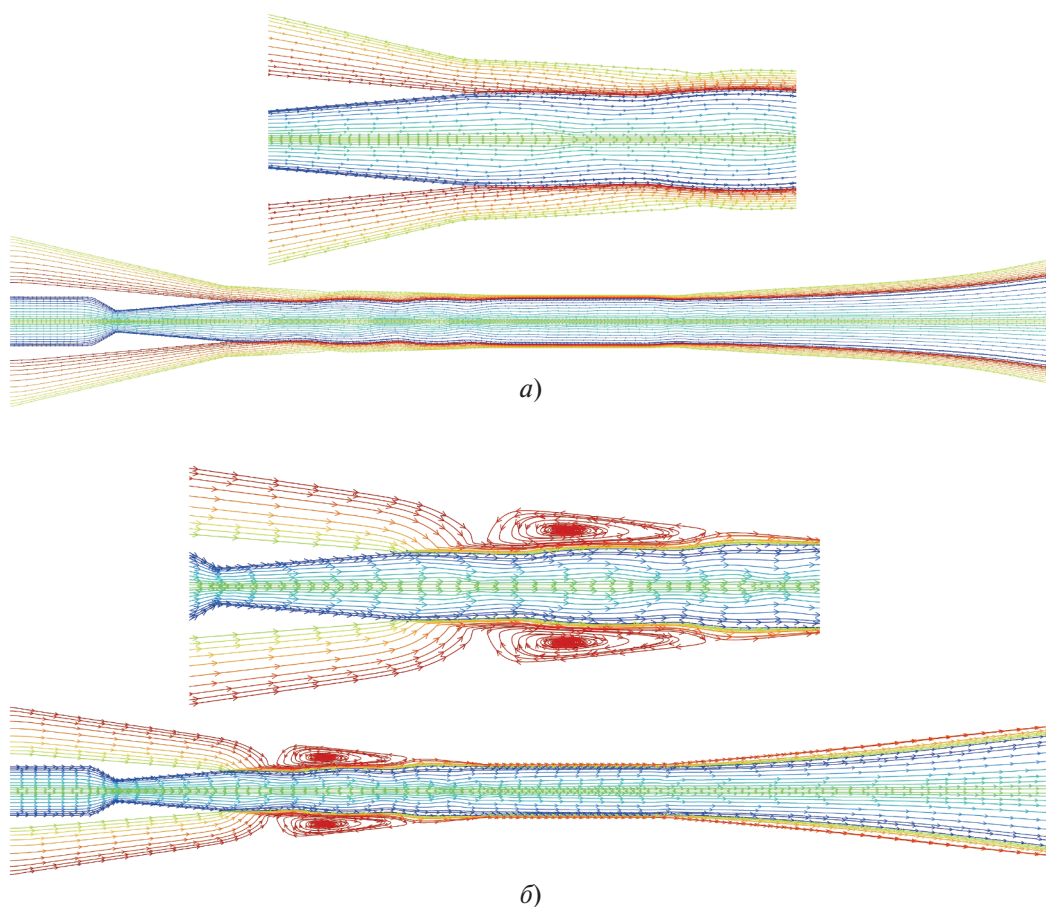


Рис. 7. Линии тока в эжекторе с $s + L = 8D$ и $L = 3D$ при $\varphi_1 = 2^\circ$ (а) и 6° (б) и противодавлении в конденсаторе 80 кПа

тимым потерям. Таким образом, рециркуляция негативно влияет на характеристики эжектора, снижая его эффективность.

На рис. 8 показано изменение числа Маха по длине эжектора ($s + L = 8D$, $L = 3D$) при разных полууглах φ_1 и противодавлении в конденсаторе 90 кПа. Как и ожидалось, распределение числа Маха вдоль оси рабочего сопла не зависит от φ_1 : графики практически совпадают до некоторого сечения в камере смешения. Однако при дальнейшем увеличении расстояния от рабочего сопла рост φ_1 приводит к смещению графиков (распределений числа Маха) влево, что свидетельствует о более быстром снижении скорости течения смеси. Так как скорость потока смеси взаимосвязана с импульсом течения и его способностью увеличивать давление эжектируемой жидкости, полученный результат позволяет объяснить, почему в рассматриваемом эжекторе степень сжатия уменьшается при более высоких значениях φ_1 .

Такая же процедура была выполнена для эжектора с $s + L = 10D$ и $s = L = 5D$ при изменении φ_1 .

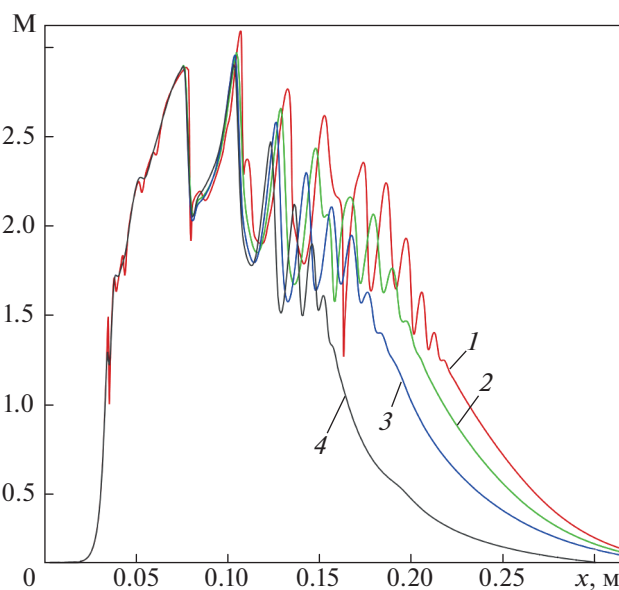


Рис. 8. Распределение числа Маха M по оси x эжектора с $s + L = 8D$ и $L = 3D$ при разных значениях полуугла φ_1 при противодавлении в конденсаторе 90 кПа. φ_1 , град: 1 – 2; 2 – 3; 3 – 4; 4 – 6

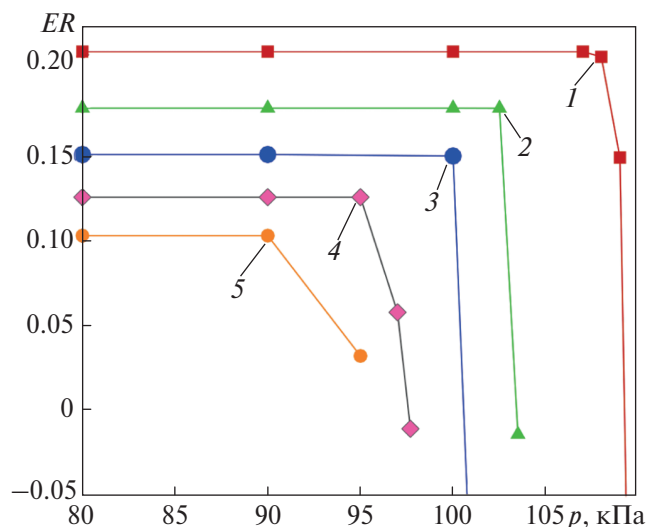


Рис. 9. Эксплуатационные характеристики эжектора с $s + L = 10D$ и $s = L = 5D$ при разных значениях полуугла φ_1 .
 φ_1 , град: 1 – 2; 2 – 3; 3 – 4; 4 – 5; 5 – 6

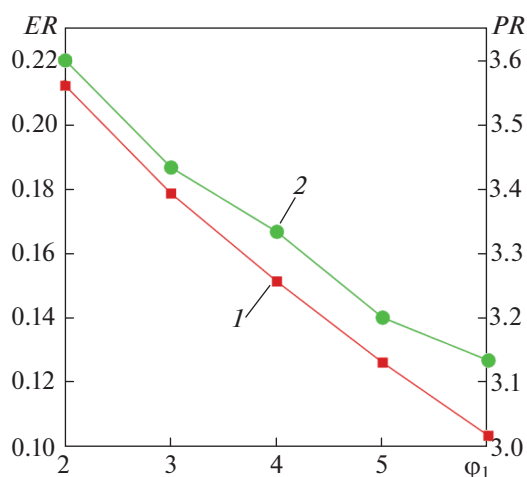


Рис. 10. Зависимость коэффициента эжекции ER (1) и степени сжатия PR (2) эжектора с $s + L = 10D$ и $s = L = 5D$ от полуугла конусности φ_1

от 2 до 6°. Рабочие характеристики эжектора при различных значениях φ_1 представлены на рис. 9. И в этом случае видно, что увеличение полуугла конусности камеры смещения влечет за собой существенное уменьшение ER и PR .

На рис. 10 приведены отдельные зависимости ER и PR от φ_1 , которые позволяют объяснить установленные закономерности. Очевидно, что коэффициент эжекции и степень сжатия уменьшаются практически линейно при увеличении φ_1 . Несмотря на то что полууглы $\varphi_1 < 8^\circ$ попадают в

диапазон, рекомендуемый в ESDU, результаты CFD-расчетов показывают, что эжектор не может эффективно работать при $\varphi_1 = 8^\circ$, поэтому в настоящем исследовании при вычислениях, проводившихся CFD-методами, использовались значения φ_1 от 2 до 6°.

Влияние длины участка постоянного сечения на эксплуатационные характеристики эжектора

На рис. 11 показаны характеристики эжектора при $s + L = 8D$ и $\varphi_1 = 2^\circ$ для разных длин участка постоянного сечения. В данном случае рассматривалась длина L . При этом значение $s + L$ оставалось постоянным и равным $8D$, а полуугол φ_1 соответствовал 2° для всех исследованных эжекторов. Параметр L изменялся в диапазоне от $1D$ до $5D$. Видно, что увеличение L приводит к росту максимальной степени сжатия (т.е. степени сжатия при критическом противодавлении). Для ясности стоит отметить, что коэффициенты эжекции ER для эжектора с участком постоянного сечения длиной $L = 2D$ и $L = 5D$ при противодавлении ниже критического значения остаются практически одинаковыми. В частности, при $L = 2D$ критическое противодавление составляет примерно 90 кПа, а при $L = 5D$ оно возрастает приблизительно до 110 кПа. Это означает, что в случае, когда давление на выходе из эжектора равно атмосферному давлению (101.325 кПа), эжектор с $L = 2D$ не будет соответствовать предъявляемым к нему требованиям.

В отличие от степени сжатия, ER эжектора зависит нелинейно от длины участка постоянного сечения и достигает максимума при определенной длине этого участка. Авторы настоящей статьи для эжектора с $L = 3D$ получили наибольшее значение ER (которое несколько превышает ER эжектора с $L = 4D$) без нарушения расчетного требования к атмосферному давлению на выходе из аппарата. Поэтому для проведения экспериментальных исследований был выбран эжектор именно в этом конструктивном исполнении ($L = 3D$). Однако, хотя у эжектора с $L = 4D$ значение ER немного меньше, в нем могут быть достигнуты более высокие противодавления (до 107 кПа).

Таким образом, оптимальная длина участка постоянного сечения зависит от расчетных условий эксплуатации эжектора. Поэтому невозможно дать рекомендации по выбору этого показателя, значение которого было бы наилучшим во всех случаях.

На рис. 12 приведены зависимости коэффициента эжекции ER и степени сжатия PR от длины горла эжектора при $s + L = 8D$ и $\varphi_1 = 2^\circ$. Это рисунок еще раз подтверждает тот факт, что выбор эжектора с $L = 3D$ для экспериментальных исследований был правильным.

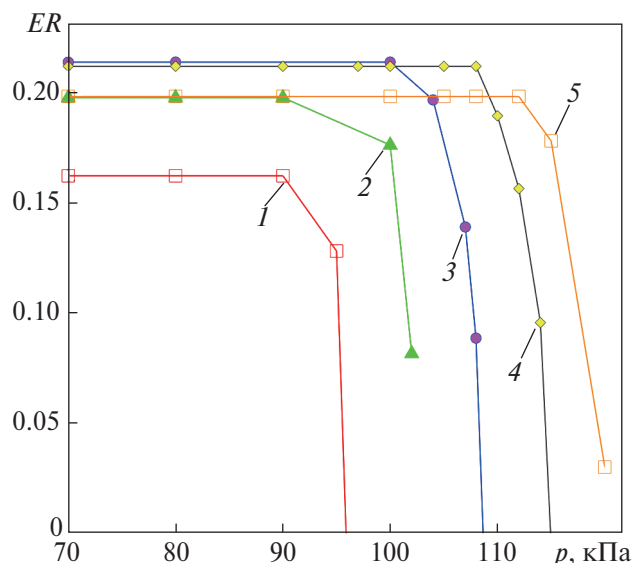


Рис. 11. Эксплуатационные характеристики эжектора с $s + L = 8D$ и $\varphi_1 = 2^\circ$ при разных длинах участка постоянного сечения.
 L : 1 – 1D; 2 – 2D; 3 – 3D; 4 – 4D; 5 – 5D

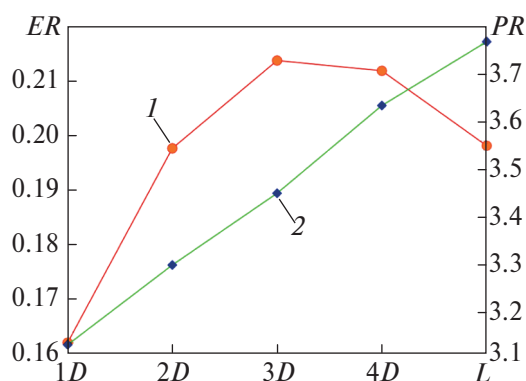


Рис. 12. Графики зависимостей коэффициента эжекции ER (1) и степени сжатия PR (2) эжектора с $s + L = 8D$ и $\varphi_1 = 2^\circ$ от длины горла эжектора L

На рис. 13 представлены контурные распределения числа Маха в канале эжектора при различных значениях L . Видно, что при увеличении L возрастает длина зоны, которую занимает высокоскоростное сверхзвуковое ядро потока на этом участке. Следовательно, поток смеси имеет более высокую скорость (кинетическую энергию), которая может быть преобразована в более высокое давление в выходном сечении эжектора.

Влияние суммарной длины камеры смешения и участка постоянного сечения на характеристики эжектора

Для исследования влияния суммарной длины камеры смешения и участка постоянного сечения

эжектора на его эксплуатационные характеристики с учетом требований к условиям применения эжектора вначале был выбран участок постоянного сечения длиной $3D$ при $s + L = 8D$ и $\varphi_1 = 2^\circ$. Однако после проведения нескольких численных расчетов было принято решение об исследовании эжектора, у которого длина камеры смешения равна длине участка постоянного сечения ($L = s$). То есть параметр $s + L$ изменялся от $8D$ до $10D$ при условии $L = s$.

Графики рабочих характеристик эжектора для трех режимов при указанных условиях представлены на рис. 14. Видно, что эжектор с $s + L = 9D$ и $L = s = 4.5D$ имеет наибольший коэффициент эжекции, хоть и при критическом противодавлении, которое немного меньше требуемого давления на выходе (98 кПа). В свою очередь, эжектор при $s + L = 10D$ и $L = s = 5D$ позволяет получить нужное атмосферное давление на выходе. Однако ER у этого эжектора чуть ниже, чем у эжектора с $s + L = 8D$ и $L = 3D$. Тем не менее оба варианта эжектора отвечают заданным требованиям к граничным условиям.

Таким образом, не существует универсального оптимального значения для L и $s + L$ при $\varphi_1 = 2^\circ$ для всех эжекторов, и, следовательно, проведенный ранее анализ должен выполняться отдельно для каждой конкретной конструкции эжектора.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

На рис. 15 показано сверхзвуковое сопло с регулируемым держателем. Благодаря резьбовой конструкции держателя сопло можно точно устанавливать в требуемом положении.

На рис. 16, 17 показаны схема и общий вид экспериментальной установки для испытаний эжектора. В состав установки входят два манометра для измерения давления рабочего и эжектируемого пара, а также специально разработанное устройство (эжектор) для проведения исследований общей длиной $8D$, участок постоянного сечения длиной $L = 3D$ и камера смешения с полуглом конусности $\varphi_1 = 2^\circ$ (реальные размеры см. на рис. 1, 2). Важно отметить, что этот эжектор был спроектирован и изготовлен для реальных условий эксплуатации с выхлопом потока смеси непосредственно в атмосферу. Поэтому измерить коэффициент эжекции при разных противодавлениях было невозможно. Как обычно, коэффициент эжекции определяли в помощью CFD-расчетов, которые выполняли при разных противодавлениях для построения рабочей характеристики эжектора. Очевидно, что это ограничение препятствует прямому сравнению численных результатов с экспериментальными дан-

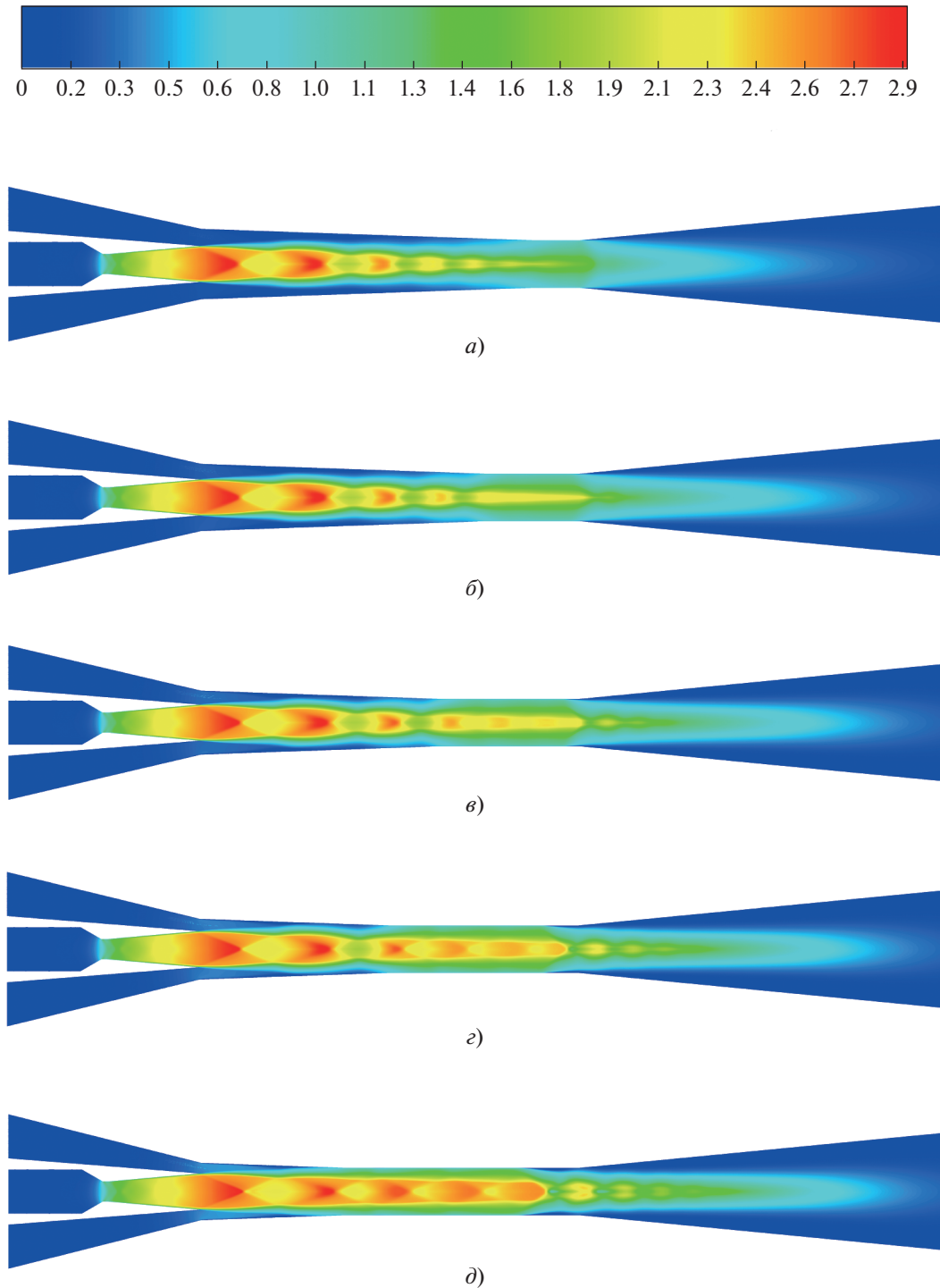


Рис. 13. Контурные распределения числа Маха в канале эжектора при разных длинах участка постоянного сечения ($s + L = 8D$ и $\phi_1 = 2^\circ$).
 L : а – $1D$; б – $2D$; в – $3D$; г – $4D$; д – $5D$

ными для обоснования их (расчетных значений) достоверности.

Для косвенного измерения расхода эжектируемого пара при разных давлениях рабочего пара

использовалась экспериментальная установка, включающая в себя испаритель с тремя электрическими нагревателями мощностью 5 кВт каждый, обеспечивающими суммарную мощность

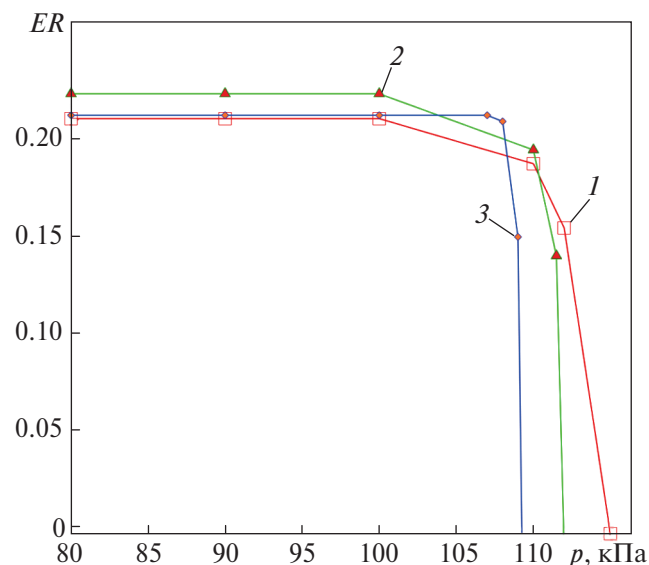


Рис. 14. Эксплуатационные характеристики эжектора с $s = L$ для разных значений суммы $s + L$ ($\varphi_1 = 2^\circ$).
 $1 - s + L = 8D, L = 4D$; $2 - s + L = 9D, L = 4.5D$; $3 - s + L = 10D, L = 5D$

15 кВт. Паропроизводительность испарителя при атмосферном давлении составляла примерно 22 кг/ч. Для управления этими нагревателями применялось реле, установленное в испарителе, корпус которого имел хорошую изоляцию. Ток и мощность электронагревателей определяли с по-



Рис. 15. Сверхзвуковое сопло с держателем

мощью переносного цифрового мультиметра с погрешностью $\pm 2\%$ верхнего предела шкалы измерений.

Для обоснования достоверности методики косвенных измерений проводились измерения массы воды внутри испарителя в течение относительно длительных испытаний (в течение приблизительно 20 мин) для определения массы воды, испарившейся за это время. Оказалось, что мощность, необходимая для испарения измеренной массы воды, отличается от мощности, потребленной нагревателями, примерно на 6%. Это расхождение может быть связано с погрешностями измерений напряжения и теплотерьер от изолированного испарителя. Тем не менее, поскольку было нецелесообразно измерять массу испарившейся воды в каждом эксперименте, этот показатель рассчитывали по мощности нагревателей, которую получали путем умножения измеренного тока на напряжение. В экспериментальной установке давление рабочего пара

Массовый расход эжектируемого пара, полученный путем измерения и в процессе CFD-расчетов, при различных давлениях рабочего и эжектируемого пара

Давление пара, кПа		Массовый расход эжектируемого пара, кг/ч		Погрешность, %
рабочего	эжектируемого	CFD-расчет	измерение	
450	35	17.5	16.1	8.7
500	20	12.0	11.1	8.5
500	22	17.5	16.5	6.4
500	28	21.0	19.8	5.8
500	30	22.1	20.9	5.7
550	20	14.2	13.2	7.3
550	22	17.1	16.4	4.1
550	26	21.5	19.8	8.7
600	18	12.8	11.7	9.5
600	22	18.6	17.0	9.3
650	16	9.4	8.7	7.9
650	20	14.5	13.4	8.7
650	25	18.7	17.4	7.8
680	20	14.0	13.2	5.7

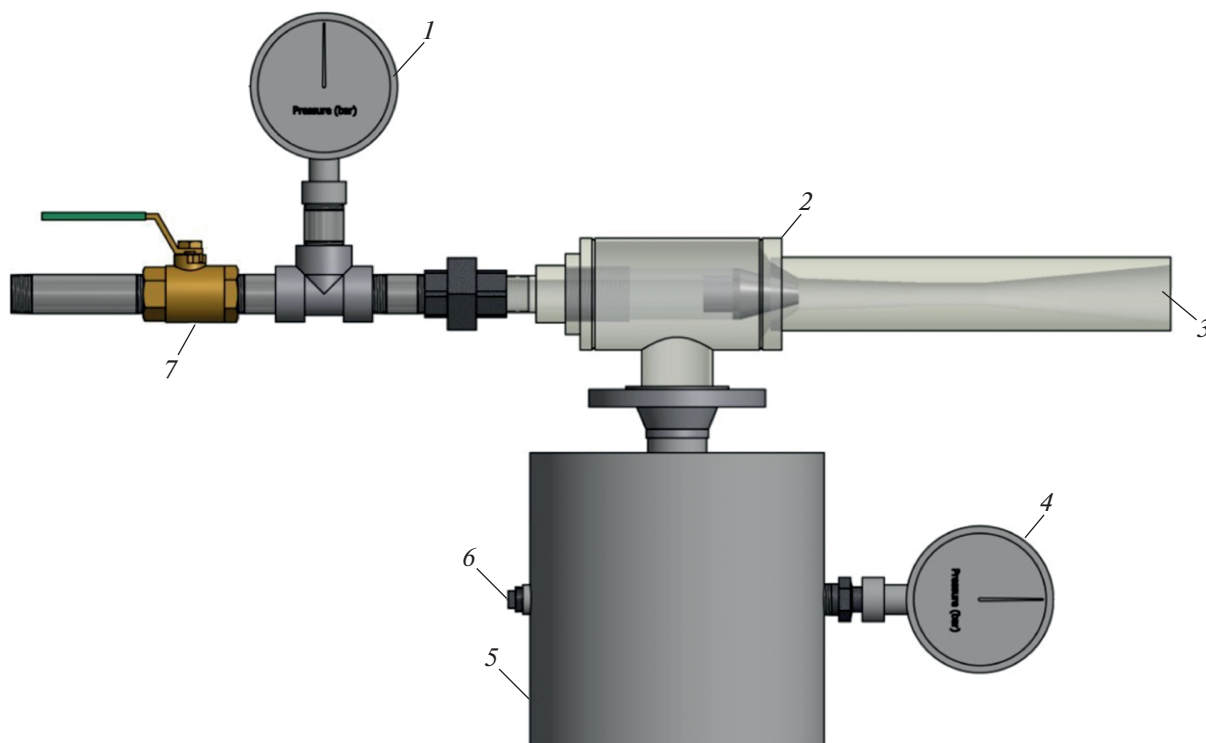


Рис. 16. Схема установки для испытаний эжектора.

1 – манометр рабочего пара; 2 – эжектор; 3 – выхлоп в атмосферу; 4 – вакуумметр; 5 – испаритель; 6 – нагреватель; 7 – клапан подачи рабочего пара

определяли поверенным стрелочным манометром со шкалой от 0 до 800 кПа, имеющим погрешность 1.25%. Кроме того, давление эжектируемого пара измеряли стрелочным вакуумметром со шкалой от 0 до 100 кПа (абс.), имевшим ту же погрешность (1.25%).



Рис. 17. Внешний вид установки для испытания эжектора

Массовые расходы эжектируемого пара, полученные в ходе измерений и при проведении CFD-расчетов, приведены в таблице.

ВЫВОДЫ

1. Результаты настоящего исследования свидетельствуют о значительном влиянии геометрических параметров камеры смешения на рабочие характеристики пароструйных эжекторов. Последовательные изменения основных параметров, например суммарной длины сужающейся камеры смешения и участка постоянного сечения, полуугла конусности камеры смешения ϕ_1 и длины участка постоянного сечения, позволили получить обширную информацию о зависимости эффективности эжектора от этих параметров.

2. Расчеты, проведенные CFD-методами, показали, что увеличение суммарной длины сужающейся камеры смешения и участка постоянного сечения выше верхней границы рекомендованного диапазона отрицательно сказывается на коэффициенте эжекции и степени сжатия. Поэтому в качестве оптимального значения $s + L$ было принято $8D$, так как именно оно обеспечивало приближение характеристик эжектора к максимальным значениям.

3. При исследовании влияния полуугла конусности камеры смещения φ_1 на эффективность эжектора была продемонстрирована важность соблюдения рекомендуемых пределов. Хотя в программном модуле ESDU для φ_1 указан диапазон от 2 до 10°, полученные результаты свидетельствуют о том, что увеличение φ_1 сверх 2° приводит к ухудшению параметров эжектора. Анализ рабочих характеристик при изменении φ_1 от 2 до 6° еще раз подтвердил значимость этого параметра для оптимизации работы эжектора.

4. При исследовании влияния изменения длины участка постоянного сечения при постоянном значении $s + L = 8D$ было установлено, что $L = 3D$ обеспечивает наибольший коэффициент эжекции при приемлемой степени сжатия, находящейся в расчетном диапазоне.

5. Результаты исследования показывают, что для достижения оптимальных параметров эжектора при его проектировании весьма важно проводить комплексный анализ влияния характерных размеров камеры смещения на эффективность эжектора. Полученная информация может быть использована при разработке и оптимизации пароструйных эжекторов для улучшения технико-экономических показателей промышленных процессов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Chang Y.-J., Chen Y.-M.** Enhancement of a steam-driven ejector using a novel application of the petal nozzle // *J. Chin. Institute Eng.* 2000. V. 23. Is. 6. P. 677–686. <https://doi.org/10.1080/02533839.2000.9670589>
2. **Experimental** investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications / X. Ma, W. Zhang, S.A. Omer, S.B. Riffat // *Appl. Therm. Eng.* 2010. V. 30. Is. 11–12. P. 1320–1325. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.02.011>
3. **CFD simulation** on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle / N. Ruangtrakoon, T. Thongtip, S. Aphornratana, T. Sriveerakul // *Int. J. Therm. Sci.* 2013. V. 63. P. 133–145. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.07.009>
4. **Liu F., Groll E.A., Li D.** Investigation on performance of variable geometry ejectors for CO₂ refrigeration cycles // *Energy.* 2012. V. 45. Is. 1. P. 829–839. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.07.008>
5. **Sharifi N., Boroomand M.** Numerical optimization of thermo-compressors based on non-dimensional geometrical parameters // *Proc. of the Intern. Gas Turbine Institute (GTINDIA)*. Mumbai, Maharashtra, India, 1 Dec. 2012. P. 327–336. <https://doi.org/10.1115/GTINDIA2012-9701>
6. **Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K.** Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results // *Int. J. Therm. Sci.* 2007. V. 46. Is. 8. P. 812–822. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.014>
7. **Ariafar K.** Performance evaluation of a model thermo-compressor using computational fluid dynamics // *Int. J. Mech.* 2012. V. 6. Is. 1. P. 35–42. [Online.] <https://core.ac.uk/download/pdf/211496867.pdf>
8. **Varga S., Oliveira A.C., Diaconu B.** Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD // *Int. J. Refrig.* 2009. V. 32. Is. 6. P. 1203–1211. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.01.007>
9. **Sharifi N., Sharifi M.** Experimental improvement of ejector performance through numerical optimization of nozzle geometry // *Proc. of the Intern. Mech. Eng. Congress and Exposition (IMECE)*. San Diego, California, USA, 15–21 Nov. 2013. V. 7B: Fluids Eng. Syst. Technol. P. 1–9. <https://doi.org/10.1115/IMECE2013-62031>
10. **Investigation** and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique / K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana // *Energy Convers. Manage.* 2007. V. 48. Is. 9. P. 2556–2564. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.021>
11. **Bouhanguel A., Desevaux P., Gavignet E.** Flow visualization in supersonic ejectors using laser tomography techniques // *Int. J. Refrig.* 2011. V. 34. Is. 7. P. 1633–1640. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.08.017>
12. **Marynowski T., Desevaux P., Mercadier Y.** Experimental and numerical visualizations of condensation process in a supersonic ejector // *J. Visualization.* 2009. V. 12. Is. 3. P. 251–258. <https://doi.org/10.1007/BF03181863>
13. **Little A.B., Bartosiewicz Y., Garimella S.** Optical validation of ejector flow characteristics predicted by computational analysis // *Proc. of the Intern. Mech. Eng. Congress and Exposition (IMECE)*. Houston, Texas, USA, 9–15 Nov. 2012. V. 7: Fluids and Heat Transfer. Parts A, B, C and D. P. 1–12. <https://doi.org/10.1115/IMECE2012-86767>
14. **Keenan J.H., Neumann E.P., Lustwerk F.** An investigation of ejector design by analysis and experiment // *J. Appl. Mech.* 1950. V. 17. Is. 3. P. 299–309. <https://doi.org/10.1115/1.4010131>
15. **A 1D model** for the unsteady gas dynamics of ejectors / J. van den Berghe, B.R.B. Dias, Y. Bartosiewicz, M.A. Mendez // *Energy.* 2023. V. 267. P. 126551. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126551>
16. **A 1D model** to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes / W. Chen, M. Liu, D. Chong, J. Yan, A.B. Little, Y. Bartosiewicz // *Int. J. Refrig.* 2013. V. 36. Is. 6. P. 1750–1761. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.04.009>
17. **1D model** to predict ejector performance at critical and sub-critical operation in the refrigeration system / C. Shi, H. Chen, W. Chen, S. Zhang, D. Chong, J. Yan // *Energy Procedia.* 2015. V. 75. P. 1477–1483. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.271>
18. **Maghsoodi A., Ahmadi H., Dadvar M.** A new 1D model for supersonic ejector performance evaluation at critical and sub-critical operational modes // *Int. J. Air-Conditioning Refrig.* 2014. V. 22. No. 01. P. 1430001. <https://doi.org/10.1142/s2010132514300018>

19. **Banasiak K., Hafner A.** 1D computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery // *Int. J. Therm. Sci.* 2011. V. 50. Is. 11. P. 2235–2247. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.06.007>
20. **Numerical** and one-dimensional studies of supersonic ejectors for refrigeration application: The significance of wall pressure variation in the converging mixing section / E. Djajadiwinata, S. Sadek, S. Alaqel, J. Orfi, H. Al-Ansary // *Appl. Sci.* 2021. V. 11. Is. 7. P. 3245. <https://doi.org/10.3390/app11073245>
21. **Saleh B.** Performance analysis and working fluid selection for ejector refrigeration cycle // *Appl. Therm. Eng.* 2016. V. 107. P. 114–124. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.147>
22. **A one dimensional model for the determination of an ejector entrainment ratio** / J. García Del Valle, J.M. Sáiz Jabardo, F. Castro Ruiz, J. San José Alonso // *Int. J. Refrig.* 2012. V. 35. Is. 4. P. 772–784. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.11.020>
23. **Lear W.E., Parker G.M., Sherif S.A.** Analysis of two-phase ejectors with Fabri choking // *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. Part C: J. Mech. Eng. Sci.* 2002. V. 216. Is. 5. P. 607–621. <https://doi.org/10.1243/0954406021525287>
24. **A 1-D analysis of ejector performance** / B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko // *Int. J. Refrig.* 1999. V. 22. Is. 5. P. 354–364. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3)
25. **Eames I.W., Aphornratana S., Haider H.** A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator // *Int. J. Refrig.* 1995. V. 18. Is. 6. P. 378–386. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)98160-M](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)98160-M)
26. **ESDU 86030.** Ejectors and jet pumps. Design for steam driven flow. [Online.] https://www.esdu.com/cgi-bin/ps.pl?sess=unlicensed_1230426134815kbp&t=doc&p=esdu_86030a
27. **Numerical** and experimental investigations on supersonic ejectors / Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, P. Dessevaux, Y. Mercadier // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2005. V. 26. Is. 1. P. 56–70. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.07.003>
28. **Computational** and experimental analysis of supersonic air ejector: Turbulence modeling and assessment of 3D effects / F. Mazzelli, A.B. Little, S. Garimella, Y. Bartosiewicz // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2015. V. 56. P. 305–316. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.08.003>
29. **CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation** / A. Hemidi, F. Henry, S. Leclaire, J.-M. Seynhaeve, Y. Bartosiewicz // *Appl. Therm. Eng.* 2009. V. 29. Is. 8–9. P. 1523–1531. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.003>

Investigating the Role of Mixing Chamber Geometry in the Performance of Steam Jet Ejectors

Saeed Akbarnejad^a and Masoud Ziabasharhagh^{a,*}

^a *Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Pardis Street Tehran, Molla-Sadra Avenu, Vanak Square, Tehran, Iran*

^{*}*e-mail: mzja@kntu.ac.ir*

Abstract—This study explores the optimization of supersonic ejector efficiency by investigating key parameters: the total length of the converging mixing chamber and constant area section ($s + L$), the half angle of the mixing chamber φ_1 , and the length of the constant area section L . Through computational fluid dynamics (CFD) simulations, the sum of the length of the converging mixing chamber and constant area section was varied between $8D$ to $10D$ (D refers to the ejector throat diameter), revealing that exceeding this range negatively impacts both the entrainment ratio ER and pressure ratio PR . Therefore, a length of $8D$ was chosen for optimal performance. While Engineering Sciences Data Unit (ESDU) suggests a range of 2 to 10° for φ_1 , our study shows that increasing φ_1 beyond 2° results in decreased ejector performance. Performance curves were derived and discussed for φ_1 values of 2 to 6° . Additionally, the constant area length was varied from $1D$ to $5D$ while maintaining the sum of the lengths of the converging mixing chamber and constant area section at $8D$. The study found that a constant area length of $3D$ best satisfied design requirements, as it provided the highest entrainment ratio while maintaining a suitable pressure ratio within the designed range. These findings underscore the importance of carefully considering these parameters to achieve optimal ejector performance.

Keywords: supersonic steam ejector, theoretical model, performance curve, entrainment ratio, pressure ratio, computational fluid dynamics, mixing chamber