

УДК 622.276

А.И. Курочкин¹, e-mail: al.kurochkin93@gmail.com; **С.З. Имаев²**, e-mail: imaevsalavat@mail.ru

¹ Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского» (Жуковский, Россия).

² Федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования «Московский физико-технический институт (государственный университет)» (Москва, Россия).

Оптимизация эжекторных систем для газовой промышленности

Сверхзвуковые газовые эжекторы применяются в различных отраслях промышленности. В нефтегазовой отрасли их с успехом применяют для утилизации низконапорных газов в установках комплексной подготовки газа, а также для создания вакуума в установках переработки нефти. Однако в процессе использования эжекторов предприятия сталкиваются с проблемой низкой эффективности процесса смешения газов в камерах смешения эжекторных систем. Возникновение так называемого критического режима, при котором в струйке тока низконапорного газа поток достигает скорости звука, существенно ограничивает характеристики эжектора. Поиск оптимальной схемы подвода высоконапорного газа в камеру смешения эжектора приобретает особую значимость. В эжекторе с перфорированным насадком, установленным на сверхзвуковом сопле, часть высоконапорного газа проходит через продольные щели и начинает смешиваться с низконапорным газом. Этот поток затем эжектируется основной сверхзвуковой струей, покидающей насадок. В работе показано, что использование перфорированного насадка увеличивает степень сжатия по сравнению с классической оптимальной схемой. Сравнение результатов расчета многосопельной конструкции и классической оптимальной схемы показывает, что использование распределенного подвода газа увеличивает максимальную степень сжатия. Замена центрального сверхзвукового сопла классической схемы на семь сверхзвуковых сопел также увеличивает максимальную степень сжатия. В работе рассмотрены и выданы рекомендации к выбору геометрических параметров эжекторных систем, в которых сопла расположены на поверхности камеры смешения. Показано, что такие схемы смешения потоков разного давления имеют максимальную степень сжатия среди изученных в данной работе схем и существенно превосходят степень сжатия классического оптимального эжектора.

Ключевые слова: эжектор, скорость звука, повышение эффективности, стабилизация конденсата, газовая промышленность, степень сжатия, высокое давление.

.....

A.I. Kurochkin¹, e-mail: al.kurochkin93@gmail.com; **S.Z. Imaev²**, e-mail: imaevsalavat@mail.ru

¹ Federal State Unitary Enterprise «The Central Aerohydrodynamic Institute named after N.E. Zhukovsky» (TsAGI) (Zhukovsky, Russia).

² Federal State Educational Institution of Higher Professional Education «Moscow Institute of Physics and Technology (State University)» (Moscow, Russia).

The Optimization of Ejector Systems for the Gas Industry

Supersonic gas ejectors are used in various industries. In the oil and gas industry, they are successfully used for the utilization of low-pressure gases in integrated gas treatment plants, as well as for creating a vacuum in oil refining facilities. However, in the process of using ejectors, enterprises are faced with the problem of low efficiency of the process of mixing gases in the chambers of mixing ejector systems. The emergence of the so-called critical operation mode, in which a current flow reaches the speed of sound in a stream of low-pressure gas, significantly limits the characteristics of the ejector. The search for an optimal scheme for supplying of the high-pressure gas to the mixing chamber of the ejector acquires special significance. The part of the high-pressure gas passes through the longitudinal slits and mixes with the low-pressure gas in an ejector with a perforated nozzle mounted on a supersonic nozzle. Then this stream is ejected by the main supersonic stream leaving the nozzle. The paper shows that the use of a perforated nozzle increases the compression level in comparison with the classical optimal scheme. The comparison of the results of the calculation of the multi-structure design and the classical optimal scheme shows that the use of a distributed gas supply increases the maximum compression level. The replacing the central supersonic nozzle of the classical scheme with seven supersonic nozzles also increases the maximum compression level. The recommendations for the choice of geometric parameters of ejector systems, in which the nozzles are located on the surface of the mixing chamber are shown and given in the paper.

It is shown that such schemes of mixing different pressure streams have a maximum compression level among the all schemes shown in this paper and significantly exceed the compression level of the classical optimal ejector.

Keywords: an ejector, a sound of speed, the increasing of the efficiency, the stabilization of a condensate, the gas industry, a compression level, a high pressure.

Предприятия различных отраслей промышленности проявляют значительный интерес к более рациональному применению энергии газовых потоков высокого давления, дросселируемых в технологических процессах. Такие потоки можно использовать для повышения давления низконапорных потоков, энергии которых не хватает для участия в технологическом процессе. Примером низконапорного потока может служить газ, образующийся в установках комплексной подготовки природного газа газоконденсатных месторождений после стабилизации углеводородного конденсата. Повышение давления низконапорного газа путем смешения его с высоконапорным потоком происходит в эжекторе.

Типичная схема эжектора представлена на рис. 1. Высоконапорный газ подается в центральное сопло, где разгоняется до сверхзвуковой скорости. Ускоренный поток увлекает поток низконапорного газа, поступающего из кольцевого сопла, и смешивается с ним в камере смешения. Образовавшаяся на выходе из камеры смешения смесь газов тормозится в диффузоре.

Отсутствие движущихся частей делает это устройство более надежным в использовании и более дешевым по сравнению с компрессором или турбокомпрессором. Все это вкупе с низкими затратами на амортизацию, простотой изготовления и долгим сроком работы делает использование эжекторов выгодным решением для оптимизации технологических процессов. Подтверждение данному выводу можно увидеть во взрывном росте использования эжекторов в областях, связанных с холодильными циклами, где требуется соблюдение постоянно растущих ограничений по эмиссии парниковых газов.

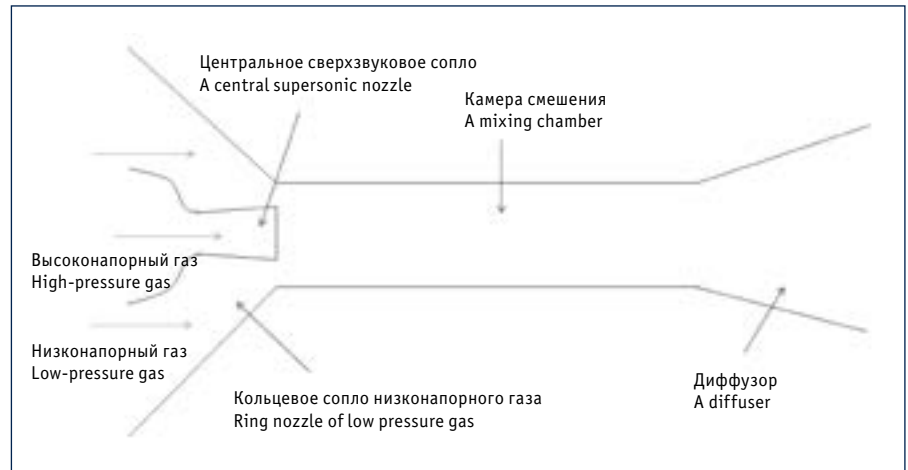


Рис. 1. Схема классического эжектора

Fig. 1. The scheme of the classical ejector

Подробный анализ преимуществ использования сверхзвуковых эжекторов в системах охлаждения можно найти в работах [4–6] и др.

Смешение потоков в сверхзвуковом эжекторе представляет собой сложный физический процесс. Как показано в [7] и [8], использование одномерных моделей для расчета эжектора может приводить к значительным ошибкам в определении коэффициента эжекции и степени сжатия. Поэтому компьютерное CFD-моделирование в настоящий момент является доминирующим методом исследования процессов, происходящих в сверхзвуковом эжекторе, а также влияния геометрических параметров на характеристики устройства (см., например, работы [9–11]). Помимо предсказания интегральных характеристик, таких как степень сжатия, CFD позволяет прогнозировать множество локальных физических явлений [12–17].

При расчете эжектора с помощью CFD одним из ключевых моментов является выбор подходящей модели турбулентности для решения осредненных по

числу Рейнольдса уравнений Навье – Стокса (RANS). Исследованию влияния моделей турбулентности в широких диапазонах параметров входных потоков на характеристики эжектора посвящено значительное количество работ, к примеру [19–27]. Их выводы подтверждают, что SST $k-\omega$ модель турбулентности позволяет наиболее точно прогнозировать локальные параметры течения и интегральные характеристики эжекторов на нерасчетных режимах работы, а стандартная $k-\varepsilon$ – интегральные характеристики на расчетных режимах. С учетом нетребовательности $k-\varepsilon$ модели к качеству расчетной сетки и вычислительным ресурсам это делает ее наиболее предпочтительной для использования в инженерных расчетах эжекторов. При этом стоит отметить, что некоторые локальные параметры потока, такие как, например, структура отражения ударных волн в окрестности среза сопла высоконапорного газа, корректно не прогнозирует ни одна из широко распространенных моделей турбулентности [18].

Ссылка для цитирования (for citation):

Курочкин А.И., Имаев С.З. Оптимизация эжекторных систем для газовой промышленности // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2017. № 6. С. 78–88.

Kurochkin A.I., Imaev S.Z. The Optimization of Ejector Systems for the Gas Industry. Territorija «NEFTEGAZ» = Oil and Gas Territory, 2017, No. 6, P. 78–88. (In Russian)

Таблица 1. Геометрия классического оптимального эжектора

Table 1. The geometry of the classical optimal ejector

Радиус критического сечения сопла, мм Radius of the nozzle's critical section, mm	Радиус среза сопла, мм Nozzle exit radius, mm	Радиус камеры смешения, мм Radius of the mixing chamber, mm	Угол полураствора сопла Nozzle semi opening angle	Длина камеры смешения, мм Length of the mixing chamber, mm	Угол полураствора диффузора Diffuser semi opening angle	Длина диффузора, мм Length of diffuser, mm
34	61,2	82,2	5	1644	3	1500

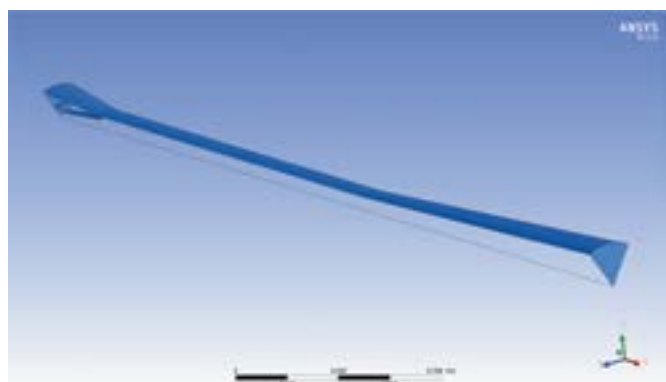


Рис. 2. Геометрия модели для расчета
Fig. 2. A geometry model for calculation

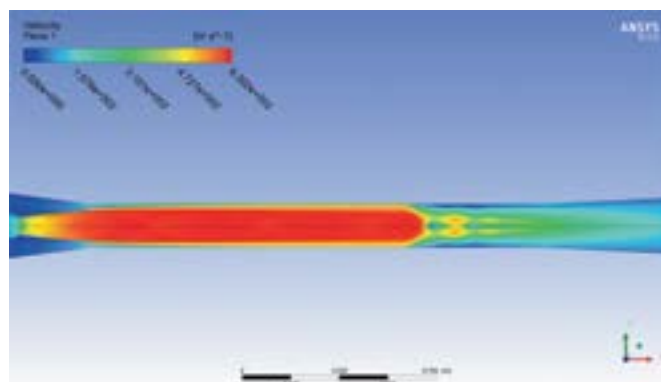


Рис. 3. Картина течения в классическом оптимальном эжекторе
Fig. 3. Flow pattern in the classical optimal ejector

В работе сверхзвукового эжектора существует предельный (критический) режим, на котором рост давления высоконапорного газа не приводит к увеличению количества подсосываемого низконапорного газа. Критический режим ограничивает эффективность работы эжектора [1], поэтому одним из методов достижения максимальной степени сжатия является изменение схемы подвода высоконапорного газа в камеру смешения в целях изменения параметров критического режима. В [1] предложены схемы с перфорированным насадком на сверхзвуковое сопло и многосопельные схемы, экспериментально доказано их преиму-

щество по сравнению с классической схемой. В частности, многосопельные конструкции показали особую эффективность при малых коэффициентах эжекции. Обзор работ по эжекторной тематике показал, что в данный момент нет систематизированного представления о сравнительных характеристиках сверхзвуковых эжекторов с различными схемами подвода высоконапорного газа и с параметрами, характерными для нефтегазовой промышленности. Поэтому целью данной работы является сравнение максимальных степеней сжатия, реализуемых при использовании таких схем, как:

- классический оптимальный эжектор;

- эжектор с перфорированным насадком;
 - многосопельный эжектор.
- Именно эти схемы, согласно проведенному обзору, представляют наибольший практический интерес.

ОБОСНОВАНИЕ ПРЕИМУЩЕСТВА РАСПРЕДЕЛЕННОГО ПОДВОДА ГАЗА

Расчет дифференциального эжектора был проведен Б.А. Урюковым [2]. Дифференциальный эжектор можно представить как бесконечную последовательность вложенных друг в друга элементарных эжекторов с периферийным подводом высоконапорного газа. Проведем исследование такого эжек-

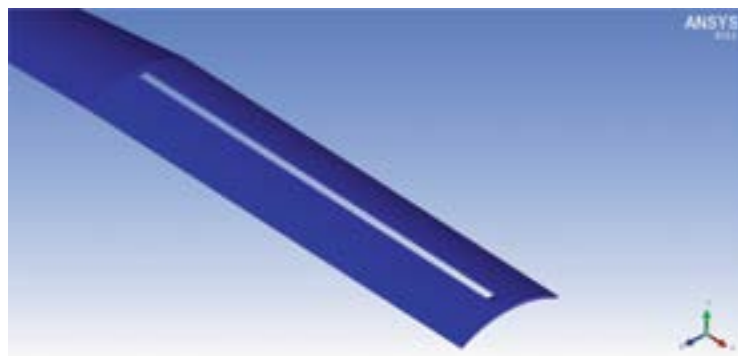


Рис. 4. Вид 1/6 части перфорированного насадка
Fig. 4. The view of 1/6 of the perforated nozzle

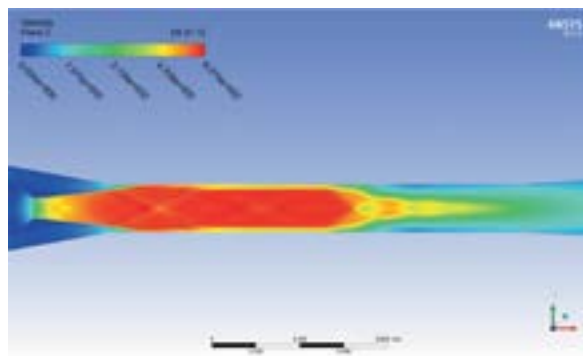


Рис. 5. Распределение скорости вдоль камеры смешения
Fig. 5. The velocity distribution along the mixing chamber



УСТАНОВКИ FLOTTWEG

Для нефтегазовой и нефтехимической отраслей

- переработка нефтешламов
- разделение ловушечной нефти, стойких эмульсий
- комплексы для очистки резервуаров от донных отложений
- отмывка замазученных грунтов
- очистка бурового раствора и регенерация барита

Надежная, экологичная и безопасная технология:

- соответствует нормам АТЕХ 2014/34/EU для зон I и II
- проверена и рекомендована Росприроднадзором



ОТКРОЙТЕ НОВЫЙ ИСТОЧНИК ЧИСТОЙ ПРИБЫЛИ С ТЕХНОЛОГИЯМИ FLOTTWEG



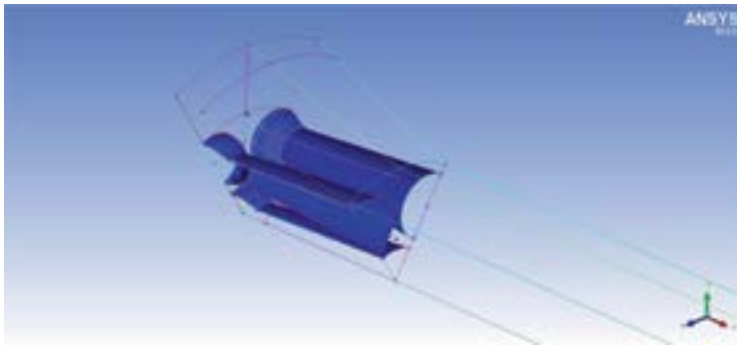


Рис. 6. Расположение сопел в форкамере эжектора
Fig. 6. The location of the nozzles in the pre-chamber of the ejector

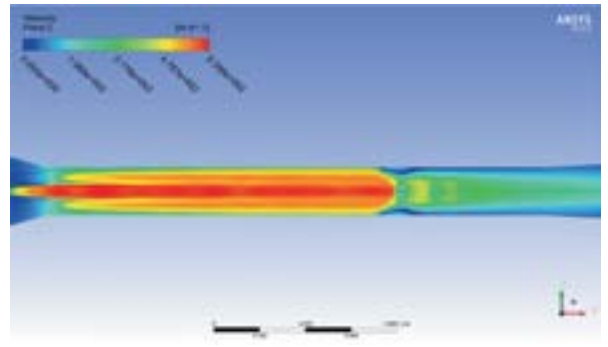


Рис. 7. Распределение скорости вдоль камеры смешения
Fig. 7. The velocity distribution along the mixing chamber

тора с учетом следующих допущений:
1) смешиваемые газы подчиняются уравнению состояния идеального газа и одинаковы по составу;
2) профиль давления, температуры и скорости в начальном сечении каждого элементарного эжектора равномерен;
3) теплопередача и трение на стенках пренебрежимо малы.

Также примем следующие обозначения: Q, F, w, p_0, T_0 – расход, площадь, скорость, полное давление и температура в рассматриваемом сечении эжектора; те же параметры, обозначенные штрихом, – параметры газа на срезе высоконапорного сопла; обозначенные индексом 0 – параметры эжектируемого газа на входе в эжектор; df – изменение площади поперечного сечения эжектора. Помимо этого будем использовать безразмерные величины: $\lambda = \frac{w}{a_0}$ – приведенная скорость; $n = \frac{Q'}{Q_0}$ – обратный коэффициент эжекции; $\tau = \frac{T_0'}{T_0}$ – перепад полных температур высоконапорного и низконапорного газа, $\varepsilon = \frac{p_0}{p_{00}}$ – степень сжатия эжектора, $\sigma = \frac{p_0'}{p_{00}}$ – перепад полных

давлений, $\psi = \frac{F}{F_0}$ – относительная площадь камеры смешения. Используем также стандартные обозначения для газодинамических функций:

$$z(\lambda) = \lambda + \frac{1}{\lambda}, T(\lambda) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2,$$

$$\rho(\lambda) = T(\lambda)^{\frac{1}{k-1}},$$

$$p(\lambda) = T(\lambda)^{\frac{k}{k-1}}, q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \rho(\lambda).$$

Будем считать p_0' и T_0' постоянными в каждом высоконапорном сопле эжектора. Уравнения неразрывности и импульсов для эжектора принимают вид

$$dQ = dQ', d(T_0 Q) = T_0' dQ', \\ d(Qw) = w'dQ' - p'dF' + p'df, \\ dF = dF' + df = F_0'(d\alpha + d\beta).$$

Из этих уравнений следуют уравнения эжекции, приведенные к виду:

$$\frac{d\alpha}{dn} = \frac{\sqrt{\tau} q(\lambda_0)}{\sigma q(\lambda)'} \quad (1)$$

$$\sqrt{\tau} z(\lambda) + \sqrt{(1+n)(1+n\tau)} \frac{T(\lambda)}{\lambda} \frac{1}{\varphi} \frac{d\beta}{dn} = \\ = \frac{d}{dn} \left(\sqrt{(1+n)(1+n\tau)} z(\lambda) \right) \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(1+n)(1+n\tau)} q(\lambda_0)}{\varphi q(\lambda)'}, \quad (3)$$

$$\frac{a_*^2}{a_0^2} = \frac{1+n\tau}{1+n}, \quad (4)$$

$$\varphi = 1 + \alpha + \beta. \quad (5)$$

В большинстве практических случаев после камеры смешения эжектора установлен диффузор, в котором происходит торможение газа. При приведенной скорости потока на входе в диффузор $\lambda \geq 1$ возникают значительные потери полного давления. В случае же $\lambda < 1$ эти потери, как правило, невелики. Ограничимся рассмотрением последнего практически важного случая.

В связи с этим поставим следующую задачу: при заданном полном обратном коэффициенте эжекции n_1 (на выходе из эжектора), при данных τ, σ и при за-

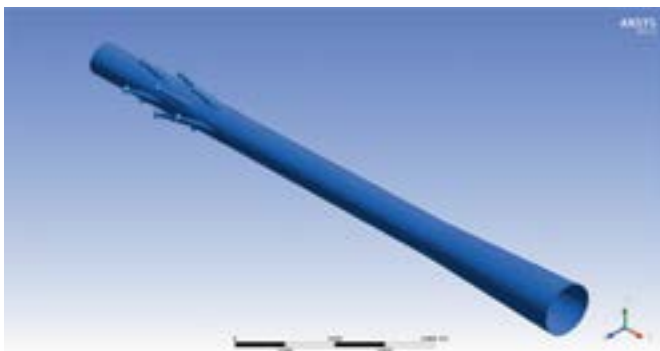


Рис. 8. Геометрическая модель многосопельного эжектора с оптимальными параметрами
Fig. 8. A geometric model of the ejector with many nozzles with optimal parameters

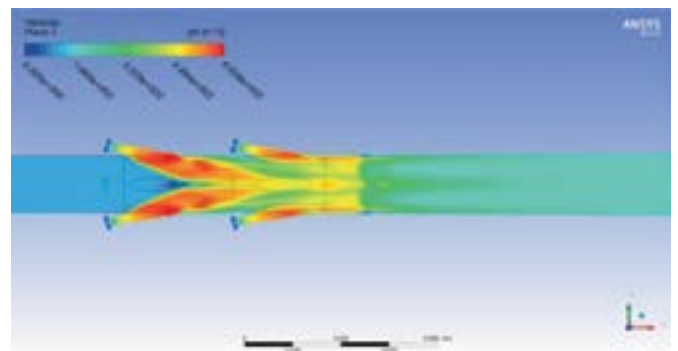


Рис. 9. Распределение скорости вдоль камеры смешения
Fig. 9. A speed distribution along the mixing chamber

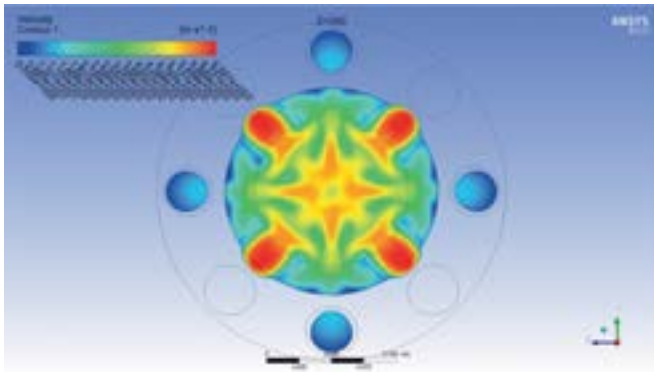


Рис. 10. Структура течения в середине зоны впрыска высоконапорного газа
Fig. 10. A structure of the flow in the middle of the injection zone of high-pressure gas

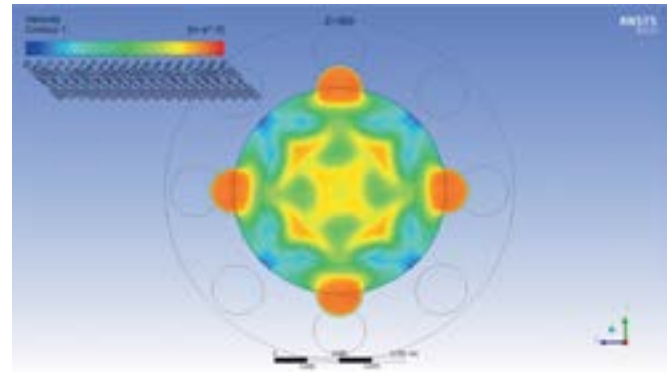


Рис.11. Структура течения в конце зоны впрыска высоконапорного газа
Fig. 11. A structure of the flow at the end of the injection zone of high-pressure gas

данном значении λ_1 на выходе найти распределение скоростей вдоль эжектора $\lambda = \lambda(n)$, $\lambda' = \lambda'(n)$, при которых ε_1 в конце эжектора максимальна.

Уравнения (1–5) можно переписать, исключив геометрические параметры

$$d\varepsilon = Adn, A = \frac{\varepsilon\sqrt{\tau}}{\omega} \left\{ \frac{\lambda}{T(\lambda)} \left[z(\lambda') - \frac{2k}{k+1} \lambda \frac{\omega'}{\sqrt{\tau}} \right] - \frac{\varepsilon}{\sigma} \frac{q(\lambda)}{q(\lambda')} \right\}$$

$$\omega = \sqrt{(1+n)(1+n\tau)}, \omega' = \frac{d\omega}{dn}. \quad (6)$$

Из уравнения видно, что для максимального значения ε коэффициент A должен принимать максимальное значение для любого элементарного эжектора. Тогда

$$\frac{dA}{d\lambda} = \frac{\varepsilon\sqrt{\tau}}{\omega} \frac{T(\lambda')}{\lambda T^2(\lambda)} \left\{ \frac{\lambda'}{T(\lambda')} \left[z(\lambda')t(\lambda) - \frac{4k}{k+1} \frac{\omega'}{\sqrt{\tau}} \right] + (\lambda^2 - 1) \frac{\varepsilon p(\lambda)}{\sigma p(\lambda')} \right\}$$

$$\frac{dA}{d\lambda'} = \frac{\varepsilon\sqrt{\tau}}{\omega} \left(1 - \frac{1}{\lambda^2} \right) \frac{\lambda}{T(\lambda)} \left[1 - \frac{\varepsilon p(\lambda)}{\sigma p(\lambda')} \right]. \quad (7)$$

Условия максимума A

$$\frac{dA}{d\lambda} = 0, \frac{dA}{d\lambda'} = 0 \quad (8)$$

Отсюда находим

$$\varepsilon p(\lambda) = \sigma p(\lambda'), \quad (9)$$

$$\left[\lambda' - \lambda \sqrt{\frac{1+n\tau}{\tau(1+n)}} \right] \left[\lambda' - \lambda \sqrt{\frac{\tau(1+n)}{1+n\tau}} \right] = 0. \quad (10)$$

Из условия $\varepsilon < \sigma$ следует, что уравнения (9) и (10) имеют единственное решение, имеющее физический смысл. Обозначим это решение $\lambda = \lambda_*$, $\lambda' = \lambda_*'$.

В начальном сечении эжектора из (9) и (10) для случая $\lambda = \lambda_*$, $\lambda' = \lambda_*'$, $\tau > 1$ имеем:

$$p(\lambda_{*0}) = \sigma p(\lambda_*'),$$

$$\lambda_{*0} = \frac{\lambda_*'}{\sqrt{\tau}}.$$

Из этих уравнений находятся значения λ_{*0} и λ_*' . Далее с помощью (9), (10) и (6) находится распределение $\lambda = \lambda_*$ вдоль эжектора. Затем, используя систему (5), находим

$$\varepsilon = \left(\frac{1+n}{1 + \frac{n}{k-1}} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (11)$$

Расчет по формуле (11) для параметров $\tau > 1$, $\sigma = 50$, $k = 0,01$ ($n = 100$) дает степень сжатия $\varepsilon = 46,6$. Для сравнения: степень сжатия классического оптимального эжектора при тех же параметрах $\varepsilon_1 = 13,8$. Видно, что использование дифференциальной схемы подвода может существенно увеличить максимальную степень сжатия, реализуемую в эжекторе.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для исследования выбран следующий режим работы эжекторной системы:

- 1) коэффициент эжекции $k = 0,1$, расход низконапорного газа $G_{low} = 0,865$ кг/с;
- 2) давление высоконапорного газа $p = 10$ атм;
- 3) температура низконапорного и высоконапорного газов $T = 300$ К.

Такой набор параметров приблизительно соответствует многим практическим задачам и позволяет изучить различия между разными схемами эжекции. Давление на выходе из диффузора

выбиралось таким, чтобы обеспечить максимальную степень сжатия. Стенки эжектора предполагались шероховатыми с характерной высотой шероховатости 10 мкм.

В качестве рабочей среды был выбран воздух. Связь давления, температуры и плотности осуществлялась с помощью модели идеального газа, а такие характеристики, как показатель адиабаты, вязкость и теплопроводность, предполагались постоянными.

Поскольку стоимость изготовления эжектора и проведения эксперимента велики, а теоретические модели для сложных схем подвода газа дают очень приближенный результат, для расчета характеристик эжектора использовались программные комплексы вычислительной гидродинамики ANSYS CFX и ANSYS Fluent. На расчетной сетке решалась система уравнений Навье – Стокса с применением замкнутой модели турбулентности $k-\varepsilon$:

1) уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0;$$

2) уравнение количества движения

$$\frac{\partial (\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M,$$

где тензор напряжений S_M – внешний источник механического воздействия

$$\tau = \mu(\nabla U + (\nabla U)^T) - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U.$$

Здесь под μ понимается эффективная вязкость $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, где μ_t – турбулентная вязкость, μ – вязкость;

Таблица 2. Геометрические параметры щелей на перфорированном насадке
Table 2. Geometric parameters of slits in the perforated nozzle

Число щелей Number of gaps	Длина насадки, мм Length of nozzle, mm	Длина щели, мм Length of a gap, mm	Угловой размер щели Angular size of a gap	Угол наклона торцевых стенок к оси эжектора Angle of inclination of the gap walls to the axis of the ejector
6	260	255	5,5	15

3) уравнение переноса энергии

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_{Er}$$

где $U \cdot S_M$ – работа, обусловленная внешним источником механического воздействия, а S_{Er} – внешний источник энергии;

4) уравнение для k

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb};$$

5) уравнение для ε

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b});$$

6) уравнение для турбулентной вязкости

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где $C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_{k'}, \sigma_\varepsilon$ – эмпирические константы; $P_{k'}, P_{kb'}, P_{\varepsilon b}$ – члены, связанные с гравитационным влиянием на турбулентность. В данной постановке задачи мы ими пренебрегаем.

Как уже было отмечено, модель турбулентности standart k - ε эффективно описывает процессы эжекции. С учетом ее робастности именно эта модель была выбрана в расчете в качестве рабочей. Геометрия каждой схемы разбивалась либо гексаэдральной (гексагональной в случае двумерной модели), либо гибридной расчетной сеткой. Гибридная сетка строилась следующим образом: простые части геометрии модели разбивались гексаэдрами, сложные для представления гексаэдрами части геометрии разбивались тетраэдрами и призмами, с помощью которых разрешался пограничный слой. Слои гекса-

эдров, тетраэдров и призм сшивались с помощью встроенного интерфейса ANSYS CFX для гибридных сеток. Пограничный слой разрешался с требованием $y^+ \geq 35$, характерным для модели k - ε .

Все результаты вычислительных экспериментов, полученные в данной работе, проверены на независимость от расчетной сетки

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

1. Классический эжектор

Для классического эжектора существует разработанная теория, позволяющая подобрать оптимальные характеристики аппарата. В [3] описан алгоритм нахождения геометрических параметров классического эжектора, при которых он функционирует с максимальной эффективностью. Подавляющее большинство аппаратов проектируются с использованием этой теории, поэтому естественно взять максимальную степень сжатия такого эжектора за точку отсчета и сравнивать с ней эффективность других схем. Также целесообразно сравнить результаты, полученные в ходе компьютерного моделирования, с теоретическими результатами, полученными в результате применения теоретической модели.

В соответствии с [3] расчет производился следующим образом:

1) задавался ряд значений λ_1 от 0 до 1; λ_1 – приведенная скорость струи низконапорного газа на входе в камеру смешения;

2) геометрия эжектора определяется параметрами σ и k . Для расчета были выбраны значения $\sigma = 20, k = 0,1$. Для каждого λ_1 соответствующие значения $q(\lambda_p')$ и f_k находились из уравнений

$$q(\lambda_p') = \frac{-(F\varphi + \frac{b_2}{b_1} - 1) + \sqrt{(F\varphi + \frac{b_2}{b_1} - 1)^2 - 4F\varphi \frac{b_2}{b_1}}}{2\varphi \frac{b_2}{b_1}},$$

$$F = a_2 - \frac{b_2}{b_1} a_1 + 2b_2 k - b_2 k Z(\lambda_1),$$

$$\varphi = \sigma k \left(\frac{1}{q(\lambda_1)} - 1 \right),$$

$$f_k = \sigma k \frac{1}{q(\lambda_1)} + \frac{1}{q(\lambda_p')},$$

где $a_1 = 2,7; a_2 = 1,55; b_1 = 1,033; b_2 = 0,57; \lambda_p'$ – приведенная скорость на срезе сопла, f_k – функция от a ;

2) определялся максимум зависимости f_k от λ_p' . Для найденного f_k и λ_p' находилось отношение площадей дозвукового и сверхзвукового потоков a из уравнения

$$f_k = \frac{q(\lambda_p')}{a + 1}$$

Далее рассчитывалось сверхзвуковое сопло:

1) по расходу низконапорного газа находится площадь критического сечения сопла:

$$G_l = 0,0404 \frac{p^* F_{cr}}{\sqrt{T^*}},$$

где p^*, T^* – полное давление и температура на входе в сопло.

2) для найденного λ_p' вычислялась площадь выходного сечения сопла:

$$G_l = \frac{p^* F_{out}}{\sqrt{T^*}} \lambda_p' \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_p'^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \left[\frac{2k\mu}{(k+1)R} \right]^{\frac{1}{2}}$$

где k – показатель адиабаты для воздуха, R – универсальная газовая постоянная, μ – молярная масса воздуха. В соответствии с этими расчетами была выбрана геометрия оптимального эжектора (табл. 1).

По результатам расчета максимальная степень сжатия эжектора составила $\varepsilon \approx 4,6$. Это значение несколько ниже теоретического $\varepsilon_{theory} \approx 5,08$, рассчитанного по [3], так как в CFD-расчете учитываются влияние пограничного слоя, шероховатость стенки и потери

Трубы и детали трубопроводов

теплоизолированные пенополиуретаном для подземной и надземной прокладки

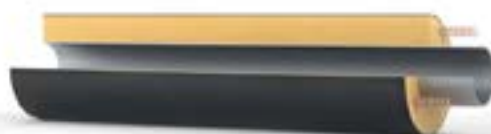
Изолированные пенополиуретаном фасонные детали трубопроводов: отводы, тройники, переходы, подвижные и неподвижные опоры в полиэтиленовой оболочке, которые предназначены для подземной бесканальной прокладки (в оцинкованной оболочке для надземной прокладки).

Трубы и детали трубопроводов теплоизолированные пенополиуретаном для подземной и надземной прокладки



Виды исполнения:

- Предизолированные фасонные изделия: отводы, тройники, переходы, неподвижные опоры;
- Пенополиуретановые полускорлупы для заделки стыков трубопроводов в форме, с покрытием и без покрытия;
- Пенополиуретановые скорлупы для теплоизоляции устьев нагнетательных скважин и блока напорной гребенки с гидрозащитным покрытием (применяется для наземного оборудования объектов системы поддержания пластового давления).



Защитный кожух (полиэтиленовая оболочка)

Предохраняет слой пенополиуретановой изоляции от воздействия влаги, механических повреждений, предотвращает диффузию пенополиуретана и обеспечивает высокую степень защиты от коррозии. Применяются при подземной прокладке трубопроводов.



Защитная оболочка из спиральновальцованной оцинкованной стали толщиной от 0,55 до 1,5 мм

Трубы и фасонные изделия стальные с комбинированной тепловой изоляцией подземной и надземной прокладки



Применяются при строительстве надземных и подземных трубопроводов, транспортирующих высокотемпературный теплоноситель с температурой до 250 °С. Содержат слой базальтовой изоляции.

Трубы и фасонные изделия с системой «скин-эффект»



Предназначены для защиты от замерзания, стартового разогрева и поддержания температуры транспортируемого продукта. Применяются при надземной и подземной прокладке в зонах повышенной взрывоопасности и позволяют поддерживать температуру трубопровода, длиной до 30 км без сопроводительной сети.

Номенклатура диаметров: от 32 до 1020 мм



Температура эксплуатации:

- 140 °С — рабочая температура
- 150 °С — пиковая температура



Область применения:

- системы теплоснабжения;
- системы горячего водоснабжения;
- транспортировка высоковязких нефтепродуктов.



Преимущества:

- в 9-10 раз снижает годовые затраты на эксплуатацию теплосетей;
- в 2-2,5 раза снижает тепловые потери по сравнению с традиционными материалами;
- увеличивает срок службы трубопровода.

Таблица 3. Геометрические параметры сопел в схеме с соплами в форкамере
Table 3. Geometric parameters of nozzles in the scheme with nozzles in the prechamber

Количество сопел Number of nozzles	Радиус критического сечения сопел, мм Radius of the nozzle's critical section, mm	Радиус среза сопел, мм Nozzle exit radius, mm	Расстояние между срезами сопел, мм Distance between nozzle sections, mm	Угол полураствора сопел Nozzle semi opening angle
7	13	23,1	6,8	5

Таблица 4. Сравнение степеней сжатия
Table 4. The comparison of compression levels

Схема эжектора Scheme of ejector	Классический оптимальный эжектор Classical optimal ejector	Эжектор с перфорированным насадком Ejector with a perforated nozzle	Эжектор с 7 соплами в форкамере Ejector with 7 nozzles in the prechamber	Эжектор с 12 соплами на поверхности камеры смешения Ejector with 12 nozzles on the surface of the mixing chamber
Максимальная степень сжатия Maximum compression level	4,6	4,75	4,96	5,91

в диффузоре. Картина течения представлена на рис. 3.

2. Эжектор с перфорированным насадком

В качестве модели была взята геометрия классического оптимального эжектора из предыдущего расчета с цилиндрическим перфорированным насадком на сверхзвуковое сопло. Согласно рекомендациям, приведенным в [1], выбранное число щелей в насадке равнялось шести и обеспечивало перфорацию 10 %. Геометрические параметры щели представлены в табл. 2. По результатам расчета максимальная степень сжатия в таком эжекторе $\varepsilon \approx 4,75$. Картина течения представлена на рис. 4 и 5.

3. Многосопельные эжекторы

Во всем многообразии многосопельных схем можно выделить три принципиально разных случая:

- 1) сопла расположены в форкамере эжектора;
 - 2) сопла расположены на поверхности камеры смешения;
 - 3) сопла расположены и в форкамере, и на поверхности камеры смешения.
- В данной работе мы кратко рассмотрим только два первых случая.

3.1. Эжектор с соплами в форкамере

Такая схема отличается от классической тем, что центральное сверхзвуковое сопло заменяется на несколько сверхзвуковых сопел с различным вза-

имным расположением и геометрическими параметрами. В данной работе мы ограничимся простейшим случаем: рассмотрим классический оптимальный эжектор из первого расчета и заменим центральное сопло на семь одинаковых сопел, одно из которых расположено на оси эжектора, а остальные равномерно распределены по окружности с радиусом, равным половине расстояния между срезом центрального сопла и стенкой камеры смешения. Сопла выбраны одинаковыми и спроектированы так, чтобы суммарный расход высоконапорного газа был равен расходу в схеме с классическим оптимальным эжектором. При этом также сохраняется отношение площадей дозвукового и сверхзвукового потоков в начале камеры смешения. Геометрические параметры сопел представлены в табл. 3.

Максимальная степень сжатия в данной схеме $\varepsilon \approx 4,96$. Картина течения в данной схеме изображена на рис. 7 и 8.

3.1. Эжектор с соплами на поверхности камеры смешения

В данной схеме сопла на протяжении некоторого расстояния входят в камеру смешения и имеют различное взаимоположение и геометрические параметры. Эжектор такого типа, согласно исследованиям [1], имеет большое преимущество перед классическим, поэтому рассмотрению этого эжектора уделено больше внимания, чем остальным схемам.

Данная схема характеризуется большим количеством геометрических параметров, из которых наиболее важные:

- 1) количество сопел;
- 2) угол наклона сопел к оси эжектора;
- 3) угол наклона сопел в тангенциальной к поверхности эжектора плоскости;
- 4) длина и угол полураствора сопел;
- 5) угол раствора камеры смешения;
- 6) радиус камеры смешения;
- 7) относительный сдвиг сопел.

В данном исследовании рассчитывались характеристики эжекторов со следующими параметрами:

- общее количество сопел равно 12, все сопла одинаковые;
- угол наклона сопел к оси эжектора равен $15^\circ \pm 5^\circ$ с шагом в $2,5^\circ$;
- угол закрутки сопел в тангенциальной плоскости равен $5^\circ \pm 5^\circ$ с шагом в 1° ;
- длина сопел 90 мм, угол полураствора 5° ;
- угол раствора камеры смешения равен $0^\circ \pm 4^\circ$ с шагом 2° ;
- радиус камеры смешения равен 45–105 мм с шагом в 20 мм;
- количество рядов сопел равно 1–4 с шагом в 1, в каждом ряду одинаковое количество сопел, сдвиг равен одному диаметру камеры смешения, сопла в соседних рядах расположены в шахматном порядке.

Отметим, что опорные значения 15° для наклона сопел к оси эжектора и 5° для закрутки в тангенциальной плоскости взяты в соответствии с рекомендациями, приведенными в [1] для многосопельных конструкций.

По результатам расчетов сделаны следующие выводы:

- 1) оптимальный угол наклона сопел к оси эжектора равен $17,5^\circ$;

2) в изученном диапазоне значений закрутка не влияет на характеристики эжектора;

3) оптимальный угол раствора камеры смешения равен 2° ;

4) радиус камеры смешения должен быть больше 80 мм, при меньшем радиусе эффективность эжектора резко падает;

5) оптимальное количество рядов сопел равно 3.

Максимальная степень сжатия по результатам расчетов у эжектора с перечисленными в списке оптимальными параметрами равна $\varepsilon \approx 5,91$. Картина течения в этом эжекторе представлена на рис. 10–12.

В табл. 4 приведено сравнение максимальных степеней сжатия исследованных схем эжекторов. Видно, что степень сжатия конструкции с 12 соплами превосходит степень сжатия классического оптимального эжектора более чем на 28 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Благодаря простоте конструкции и надежности сверхзвуковые эжекторы нашли широкое применение в различных областях промышленности. Увели-

чение максимальной степени сжатия эжектора может значительно улучшить характеристики систем, использующих эжекторы.

В [2] показано, что использование распределенного подвода газа плавно увеличивает статическое давление смеси и уменьшает потери на удар. Степень сжатия дифференциального эжектора, рассчитанного в [2], значительно превосходит максимальную степень сжатия, достигаемую в классическом оптимальном эжекторе, рассчитанную по методике, описанной в [3].

В статье влияние распределенного подвода высоконапорного газа исследуется на примере эжектора с перфорированным насадком и многосопельного эжектора. Расчет в ANSYS CFX показал, что эти схемы имеют преимущество перед классическим оптимальным эжектором. В эжекторе с перфорированным насадком, установленным на сверхзвуковом сопле, часть высоконапорного газа проходит через продольные щели и начинает смешиваться с низконапорным газом. Этот поток затем эжектируется основной сверхзвуковой струей, покидающей насадок. В работе показано, что при одинаковых геометрических размерах

среза сверхзвукового сопла и камеры смешения использование перфорированного насадка увеличивает степень сжатия по сравнению с классической оптимальной схемой, однако это увеличение незначительно.

Использование многосопельных конструкций с периферийным подводом высоконапорного газа наиболее приближено к концепции дифференциального эжектора, описанного в [2]. По сравнению с классическим оптимальным эжектором такая схема, впрочем, предоставляет дополнительные возможности, связанные с углами наклона сопел и их взаимным расположением. В работе исследовано влияние геометрических параметров на максимальную степень сжатия и даны рекомендации к их выбору. Сравнение результатов расчета многосопельной конструкции и классической оптимальной схемы показывает, что использование распределенного подвода газа увеличивает максимальную степень сжатия на 28 % на исследованном режиме работы эжектора. Замена центрального сверхзвукового сопла классической схемы на семь сверхзвуковых сопел также увеличивает максимальную степень сжатия.

Литература:

1. Аркадов Ю.К. Новые газовые эжекторы и эжекторные процессы. М.: Физматлит, 2001. 336 с.
2. Урюков Б.А. Теория дифференциального эжектора // Прикладная механика и техническая физика. 1963. № 5. С. 41–47.
3. Васильев Ю.Н. Газовые эжекторы со сверхзвуковыми соплами // Сб. работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов. 1961. С. 134–213.
4. Besagni G., Mereu R., Inzoli F. Ejector Refrigeration: a Comprehensive Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2016, Vol. 53, P. 373–407.
5. Ben Mansour R., Ouzzane M., Aidoun Z. Numerical Evaluation of Ejector-Assisted Mechanical Compression Systems for Refrigeration Applications. *Int. J. Refrig.*, 2014, Vol. 43, P. 36–49.
6. Godefroy J., Boukhanouf R., Riffat S. Design, Testing and Mathematical Modelling Of A Small-Scale CHP and Cooling System (Small CHP-Ejector Trigeration). *Appl. Therm. Eng.*, 2007, Vol. 27, P. 68–77.
7. Huang B., Chang J., Wang C., Petrenko V. A 1-D Analysis of Ejector Performance. *Int. J. Refrig.*, 1999, Vol. 22, No. 5, P. 354–364.
8. Kong F., Kim H. Analytical and Computational Studies on the Performance of a Two-Stage Ejector Diffuser System. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, Vol. 85, P. 71–87.
9. 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, Vol. 46, No. 8, P. 812–822.
10. Hemidi A., Henry F., Leclaire S., Seynhaeve J.-M., Bartosiewicz Y. CFD Analysis of a Supersonic Air Ejector. Part 1: Experimental Validation of Single-Phase and Two-Phase Operation. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, Vol. 29, No. 14–15, P. 2990–2998.
11. Varga S., Oliveira A.C., Diaconu B. Numerical Assessment of Steam Ejector Efficiencies Using CFD. *Int. J. Refrig.*, 2009, Vol. 32, No. 6, P. 1203–1211.
12. Hemidi A., Henry F., Leclaire S., Seynhaeve J.-M., Bartosiewicz Y. CFD Analysis of a Supersonic Air Ejector. Part II: Relation Between Global Operation and Local Flow Features. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, Vol. 29, P. 2990–2998.
13. Ghahremanian S., Moshfegh B. Evaluation of RANS Models in Predicting Low Reynolds, Free, Turbulent Round Jet. *J. Fluids Eng.*, 2013, Vol. 136, P. 011201.
14. Bartosiewicz Y., Aidoun Z., Mercadier Y. Numerical Assessment of Ejector Operation for Refrigeration Applications Based on CFD. *Appl. Therm. Eng.*, 2006, Vol. 26, P. 604–612.
15. Gagan J., Smierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J. Comparative Study of Turbulence Models in Application to Gas Ejectors. *Int. J. Therm. Sci.*, 2014, Vol. 78, P. 9–15.
16. Yazdani M., Alahyari A.A., Radcliff T.D. Numerical Modeling and Validation of Supersonic Two-Phase Flow of CO_2 in Converging-Diverging Nozzles. *J. Fluids Eng.*, 2013, Vol. 136, P. 014503.
17. Garcia del Valle J., Sierra-Pallares J., Garcia Carrascal P., Castro Ruiz F. An Experimental and Computational Study of the Flow Pattern in a Refrigerant Ejector. Validation of Turbulence Models and Real-Gas Effects. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, Vol. 89, P. 795–811.
18. Bouhanguel A., Desevaux P., Gavignet E. 3D CFD Simulation of Supersonic Ejector. *International Seminar on Ejector/Jet-pump Technology and Application*, Louvain-La-Neuve, 2009. Vol. CD, Paper No. 15.

19. El-Behery S.M., Hamed M.H. A Comparative Study of Turbulence Models Performance for Turbulent Flow in a Planar Asymmetric Diffuser. *World Acad. Sci., Eng. Technol.*, 2009, Vol. 53, P. 769–780.
20. Dvorak V., Vit T. Experimental and Numerical Study of Constant Area Mixing. 16th International Symposium on Transport Phenomena, Prague, 2006.
21. Li C., Li Y.Z. Investigation of Entrainment Behavior and Characteristics of Gas–Liquid Ejectors Based on CFD Simulation. *Chem. Eng. Sci.*, 2011, Vol. 66, P. 405–416.
22. Ruangtrakoon N., Thongtip T., Aphornratana S., Sriveerakul T. CFD Simulation on the Effect of Primary Nozzle Geometries for a Steam Ejector in Refrigeration Cycle. *Int. J. Therm. Sci.*, 2013, Vol. 63, P. 133–145.
23. Zhu Y., Jiang P. Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Shock Wave Characteristics on the Ejector Performance. *Int. J. Refrig.*, 2014, Vol. 40, P. 31–42.
24. Croquer S., Poncet S., Aidoun Z. Turbulence Modeling of a Single-Phase R134a Supersonic Ejector. Part 1: Numerical Benchmark. *Int. J. Refrig.*, 2016, Vol. 61, P. 140–152.
25. Croquer S., Poncet S., Aidoun Z. Turbulence Modeling of a Single-Phase R134a Supersonic Ejector. Part 2: Local Flow Structure and Exergy Analysis. *Int. J. Refrig.*, 2016, Vol. 61, P. 153–165.
26. Mazzelli F., Little A.B., Garimella S., Bartosiewicz Y. Computational and Experimental Analysis of Supersonic Air Ejector: Turbulence Modeling and Assessment Of 3D Effects. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2015, Vol. 56, P. 305–316.
27. Besagni G., Inzoli F. Computational Fluid-Dynamics Modeling of Supersonic Ejectors: Screening of Turbulence Modeling Approaches. *Applied Thermal Engineering*, 2017, Vol. 117, P. 122–144.

References:

1. Arkadov Yu.K. *New Gas Ejectors and Ejection Processes*. Moscow, Fizmatlit, 2001, 336 pp. (In Russian)
2. Uryukov B.A. The Theory of Differential Ejector. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika = Applied mechanics and technical physics*, 1963, No. 5, P. 41–47. (In Russian)
3. Vasilyev Yu.N. Gas Ejectors with Supersonic Nozzles. In: collection of works on research of supersonic gas ejectors, 1961, P. 134–213. (In Russian)
4. Besagni G., Mereu R., Inzoli F. Ejector Refrigeration: a Comprehensive Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2016, Vol. 53, P. 373–407.
5. Ben Mansour R., Ouzzane M., Aidoun Z. Numerical Evaluation of Ejector-Assisted Mechanical Compression Systems for Refrigeration Applications. *Int. J. Refrig.*, 2014, Vol. 43, P. 36–49.
6. Godefroy J., Boukhanouf R., Riffat S. Design, Testing and Mathematical Modelling Of A Small-Scale CHP and Cooling System (Small CHP-Ejector Trigeration). *Appl. Therm. Eng.*, 2007, Vol. 27, P. 68–77.
7. Huang B., Chang J., Wang C., Petrenko V. A 1-D Analysis of Ejector Performance. *Int. J. Refrig.*, 1999, Vol. 22, No. 5, P. 354–364.
8. Kong F., Kim H. Analytical and Computational Studies on the Performance of a Two-Stage Ejector Diffuser System. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, Vol. 85, P. 71–87.
9. 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, Vol. 46, No. 8, P. 812–822.
10. Hemidi A., Henry F., Leclaire S., Seynhaeve J.-M., Bartosiewicz Y. CFD Analysis of a Supersonic Air Ejector. Part 1: Experimental Validation of Single-Phase and Two-Phase Operation. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, Vol. 29, No. 14–15, P. 2990–2998.
11. Varga S., Oliveira A.C., Diaconu B. Numerical Assessment of Steam Ejector Efficiencies Using CFD. *Int. J. Refrig.*, 2009, Vol. 32, No. 6, P. 1203–1211.
12. Hemidi A., Henry F., Leclaire S., Seynhaeve J.-M., Bartosiewicz Y. CFD Analysis of a Supersonic Air Ejector. Part II: Relation Between Global Operation and Local Flow Features. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, Vol. 29, P. 2990–2998.
13. Ghahremanian S., Moshfegh B. Evaluation of RANS Models in Predicting Low Reynolds, Free, Turbulent Round Jet. *J. Fluids Eng.*, 2013, Vol. 136, P. 011201.
14. Bartosiewicz Y., Aidoun Z., Mercadier Y. Numerical Assessment of Ejector Operation for Refrigeration Applications Based on CFD. *Appl. Therm. Eng.*, 2006, Vol. 26, P. 604–612.
15. Gagan J., Smierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J. Comparative Study of Turbulence Models in Application to Gas Ejectors. *Int. J. Therm. Sci.*, 2014, Vol. 78, P. 9–15.
16. Yazdani M., Alahyari A.A., Radcliff T.D. Numerical Modeling and Validation of Supersonic Two-Phase Flow of CO₂ in Converging-Diverging Nozzles. *J. Fluids Eng.*, 2013, Vol. 136, P. 014503.
17. García del Valle J., Sierra-Pallares J., Garcia Carrascal P., Castro Ruiz F. An Experimental and Computational Study of the Flow Pattern in a Refrigerant Ejector. Validation of Turbulence Models and Real-Gas Effects. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, Vol. 89, P. 795–811.
18. Bouhanguel A., Desevaux P., Gavignet E. 3D CFD Simulation of Supersonic Ejector. *International Seminar on Ejector/Jet-pump Technology and Application*, Louvain-La-Neuve, 2009. Vol. CD, Paper No. 15.
19. El-Behery S.M., Hamed M.H. A Comparative Study of Turbulence Models Performance for Turbulent Flow in a Planar Asymmetric Diffuser. *World Acad. Sci., Eng. Technol.*, 2009, Vol. 53, P. 769–780.
20. Dvorak V., Vit T. Experimental and Numerical Study of Constant Area Mixing. 16th International Symposium on Transport Phenomena, Prague, 2006.
21. Li C., Li Y.Z. Investigation of Entrainment Behavior and Characteristics of Gas–Liquid Ejectors Based on CFD Simulation. *Chem. Eng. Sci.*, 2011, Vol. 66, P. 405–416.
22. Ruangtrakoon N., Thongtip T., Aphornratana S., Sriveerakul T. CFD Simulation on the Effect of Primary Nozzle Geometries for a Steam Ejector in Refrigeration Cycle. *Int. J. Therm. Sci.*, 2013, Vol. 63, P. 133–145.
23. Zhu Y., Jiang P. Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Shock Wave Characteristics on the Ejector Performance. *Int. J. Refrig.*, 2014, Vol. 40, P. 31–42.
24. Croquer S., Poncet S., Aidoun Z. Turbulence Modeling of a Single-Phase R134a Supersonic Ejector. Part 1: Numerical Benchmark. *Int. J. Refrig.*, 2016, Vol. 61, P. 140–152.
25. Croquer S., Poncet S., Aidoun Z. Turbulence Modeling of a Single-Phase R134a Supersonic Ejector. Part 2: Local Flow Structure and Exergy Analysis. *Int. J. Refrig.*, 2016, Vol. 61, P. 153–165.
26. Mazzelli F., Little A.B., Garimella S., Bartosiewicz Y. Computational and Experimental Analysis of Supersonic Air Ejector: Turbulence Modeling and Assessment Of 3D Effects. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2015, Vol. 56, P. 305–316.
27. Besagni G., Inzoli F. Computational Fluid-Dynamics Modeling of Supersonic Ejectors: Screening of Turbulence Modeling Approaches. *Applied Thermal Engineering*, 2017, Vol. 117, P. 122–144.