

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТА ГАЗОВОГО ЭЖЕКТОРА ДЛЯ СИСТЕМ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ

Александр Редько, Елена Бабенко

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

Адрес: Украина, г. Харьков, ул. Сумская, 40

E-mail: eobabenko@gmail.com

**Аннотация.** Усовершенствование метода расчета коэффициента эжекции на основании учёта реальных свойств газа позволит с большей точностью определять достижимые параметры на выходе из аппарата в тех областях, где применение законов для идеального газа не даёт точных результатов. В рамках статьи рассмотрен однофазный газовый эжектор с расширяющимся соплом Лавала и цилиндрической камерой смешения.

**Ключевые слова:** газодинамические функции, реальный газ, эжектор.

### ВВЕДЕНИЕ

В системах газоснабжения эжекторы используются в качестве экологически чистого и энергосберегающего оборудования компримирования газа. Газовый эжектор по конструкции является достаточно простым аппаратом, но газодинамические процессы, происходящие в нем, являются достаточно сложными. Изучению их посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ, предложены различные теории и методы расчета. Теория газоструйных аппаратов находится в стадии развития и в настоящее время методы расчета не всегда отражают реальной совокупности явлений, происходящих в аппаратах. Незавершенность теории газовых эжекторов является причиной того, что отсутствует общая методика, которая позволила бы более полно учитывать процессы, происходящие в аппарате.

Эжекторное оборудование широко используется в различных областях. Наиболее типичным является их применение в эжекторных системах охлаждения двигателей, в паротурбинных установках, в кондиционерах и даже в бытовых пульверизаторах и газовых горелках. Эжекторы используются для вентиляции помещений, откачки горячих газов, отвода отработанных газов, распыления масел и мазута в форсунках. Аппараты со струйными течениями дают возможность проведения в них одновременно нескольких технологических процессов, например, абсорбции и сжатия газа, вакуумирования и охлаждения, очистки газа от примесей, его охлаждения и сжатие.

В настоящее время эжекторы в системах газоснабжения применяются:

- для откачки паров одоранта из емкостей на газораспределительных станциях [13],
- для утилизации газа выветривания, дегазации, факельных газов,
- для увеличения пропускной способности газопровода,
- для откачки газа из трубопроводов при остановке их на профилактику и ремонт,

- для создания вакуума в различных технологических аппаратах и подачи откачанного газа потребителю,
- для снижения давления природного газа вместо традиционных регуляторов давления [2], [6] на газораспределительных станциях с возможностью утилизации избыточного давления,
- для объединения потоков разных давлений для увеличения продуктивности газопроводов,
- и др.

Применение эжекторов в системах газоснабжения имеет следующие преимущества:

- использование существующей энергии природного газа,
- снижение отрицательного воздействия на окружающую среду благодаря отсутствию выбросов загрязнителей (углеводородов),
- использование существующего газопровода для транспортировки газа,
- минимизация в обслуживании,
- высокая надежность при эксплуатации,
- отсутствие подвижных элементов,
- простота конструкции,
- минимальные вложения при изготовлении и вводе в эксплуатацию.

К описанным областям применения струйных аппаратов в газовой промышленности преимущественно относятся эжектора, обладающие большой степенью расширения рабочей среды и умеренной степенью сжатия эжектируемой среды. Данными характеристиками обладают равнофазные струйные компрессоры (эжекторы), где не происходит изменения агрегатного состояния сред, с цилиндрической камерой смешения, что является наиболее общим случаем применения газовых эжекторов. Среди огромного многообразия эжекторной техники в системе газоснабжения наибольшее распространение получили газо-газовые струйные аппараты со сверхзвуковым соплом.

Среди недостатков эжекторной техники отмечают следующие: высокие уровни шума, низкий коэффициент полезного действия (КПД), ограничения по производительности устройства,

снижение КПД с увеличением производительности и т.д. [5].

Использование аппаратов со струйными течениями позволяет создавать простые технологические установки, имеющие ряд преимуществ перед традиционными. Создание и применение новых процессов, аппаратов и установок со струйными течениями требуют решения конструкторских, технологических и оптимизационных задач, при выполнении которых определяются их основные размеры, обеспечивающие максимальную эффективность технологических процессов, а также находятся значения параметров этих процессов на выходе из аппаратов и установок. Кроме того, необходимо рассчитывать распределение по поперечным сечениям струйных течений следующих величин: количеств взаимодействующих сред, их скоростей, температур, давлений, плотностей, энтальпий и других величин термодинамических и физических параметров [5]. Недостаточно полная изученность термогазодинамических и тепломассообменных процессов в струйных течениях приводит к тому, что эффективность аппаратов и установок с этими течениями часто оказывается ниже расчетных величин. Несовершенство существующих методов расчетов процессов в струйных течениях приводит к ошибкам при определении технологических параметров данных аппаратов [5].

#### АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ, МАТЕРИАЛОВ, МЕТОДОВ

Теория и расчет стационарных режимов работы газовых эжекторов при заданном противодавлении на базе уравнений количества движения были созданы академиком С.А. Христиановичем [17], [18]. Это было первое теоретическое исследование газовых эжекторов с цилиндрической камерой смешения при больших значениях отношений полных давлений газов, когда существует вероятность влияния сжимаемости газов. Получены уравнения эжекции, связывающие параметры газов во входном и выходном сечениях камеры смешения. Для случая эжектора с сужающимся соплом получены дополнительные условия, которые определяют параметры газов на срезе сопла. Однако в предложенном методе не были использованы условия, ограничивающие область возможного изменения относительной скорости низконапорного газа на входе в камеру смешения. Позже М.Д. Миллионщиковым и Г.М. Рябинковым [12] была уточнена данная теория и впервые был обнаружен предельный режим работы газового эжектора, названный критическим режимом. Это обусловило проведение большого количества теоретических и экспериментальных исследовательских работ газовых эжекторов, которые позже были опубликованы Центральным аэро-гидродинамическим институтом и вошли в

"Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов" (1961 г.). На основе обобщения результатов исследования газодинамики базовых эжекторов были разработаны различные инструкции по расчету, использованию эжекторов (при участии И.Г. Портнова [9], [20], И.Н. Царева [19] и др.). В основе данных методик лежат уравнения и газодинамические функции для идеального газа, однако в некоторых работах отмечено влияние фактора сжимаемости газа при больших перепадах давления и предложены поправки на сжимаемость газа [1, 7].

Использование методов расчета эжекторов на базе уравнений количества движения позволяет найти внешние характеристики эжекторов, но не раскрывает внутренних процессов эжектирования и не дает достаточного согласования с опытными данными. Методы расчета на основе уравнений баланса энергии являются сложными и не могут охватить всего разнообразия струйных аппаратов и режимов их работы. Процессы, которые проходят в эжекторе, настолько сложны, что использование для расчета данной теории приводит к принятию ряда допущений. Считается, что лучшее совпадение с опытными данными имеют методы расчета, основанные на совместном решении уравнений количества движения и баланса энергии. Поэтому в данной работе за основу для расчета была взята методика на базе работ Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера [15]. Она базируется на газодинамических функциях и обобщенных экспериментальных данных. Данная методика получила наибольшее распространение на практике. Однако, все расчетные соотношения получены авторами в предположении, что активная, пассивная среда и смесь потоков на выходе аппарата подчиняются уравнению состояния идеального газа. Процессы, протекающие в аппаратах, рассматриваются как реальные, а среды считаются идеальными.

Применение в расчетах реальных свойств газов возможно в методах, основанных на законах сохранения энергии и импульса. Данные методы оперируют реальными свойствами газов практически в явном виде, в отличие от газодинамической методики (Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера), которая базируется на этих же законах сохранения, но оперирует ими в неявном виде, через газодинамические функции. Например, в работах П.Н. Каменева [10], М.П. Вукаловича и И.И. Новикова [3] термодинамический метод расчета струйного компрессора позволяет привлечь к расчету свойства реального газа, чего нет в методике, основанной на газодинамических функциях. Но в термодинамическом методе не учитывается повышение давления среды непосредственно в цилиндрической камере смешения за счет выравнивания профиля скоростей потока по сечению. То есть считается, что процесс в цилиндрической камере смешения протекает при

постоянном давлении. Это в расчете приводит к тому, что в начале диффузора получается завышенная скорость по сравнению с действительной, а, следовательно, при заданном коэффициенте скорости диффузора получаются завышенные потери в диффузоре, и, как результат, заниженное давление на выходе аппарата.

В реальных газах отклонения от идеального поведения становятся заметными при высоких давлениях и низких температурах, особенно когда газ близок к конденсации. Уравнение состояния устанавливает функциональную связь между давлением ( $p$ , МПа), удельным объемом ( $v$ , м<sup>3</sup>/кг) и температурой ( $T$ , К) газа в состоянии равновесия. Наиболее удобной мерой неидеальности является коэффициент сжимаемости ( $z$ ):

$$z = pv / RT, \tag{1}$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/кг·К.

Очевидно, при  $z = 1$  формула (1) приобретает вид соотношения для идеального газа.

Уравнение состояния в аналитической форме содержит информацию о свойствах вещества. К уравнениям состояния, которые описывают природный газ при высоких давлениях, можно отнести следующие:

– NX19 мод., GERG-91 мод., AGA8-92DC и ВНИЦ СМВ [4];

– "Бенедикта-Вебба-Рабина" мод. (BWR) [14].

На основании уравнений состояния рассчитываются плотность, фактор сжимаемости, показатель адиабаты.

Основываясь на термическом уравнении состояния в однофазной области ВНИЦ СМВ [4], автор [21] предлагает новые выражения для расчета термодинамических величин. Кроме этого, в статье [11] также рассматривается вопрос о выводе новых газодинамических функций с учетом реальности среды.

Отметим, что автор [11] предлагает для расчета газодинамических функций решать систему уравнений с помощью компьютерных программных продуктов, где наряду с системой уравнений в частных производных рассчитывается уравнение состояния метана [14]. Вывод основных зависимостей в [21] также основывается на соотношениях изэнтропного течения реального газа, но кроме этого автором [21] получены выражения в аналитической форме и в расчетах учтены такие важные показатели, как коэффициент сжимаемости. В таблице 1 в сравнении приведены уравнения для определения свойств реального и идеального газа.

Таблица 1. Некоторые уравнения реального и идеального газа  
Table 1. Some of the equation of the real and the ideal gas

Реальный газ [21]	Реальный газ [11]	Идеальный газ [15]
<b>Уравнение состояния</b>		
$p / R\rho T = z(\rho, T)$ , ВНИЦ СМВ [4]	$p = p(\rho, T)$ , BWR [14]	$p / R\rho T = 1$
<b>Показатель адиабаты</b>		
$x = 1 + \frac{z}{\rho c_v \eta} \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_\rho =$ $= \frac{1}{1 - \frac{\alpha}{c_p} \sqrt{\frac{c_p - c_v}{T} \frac{c_v}{c_p}}}$	$k_v = \frac{1}{\rho \rho} \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T \rho^2 - \frac{T}{c_p} \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_T^2 \right]$ $k_T = 1 / \left[ 1 - \frac{p}{T} \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_s \right]$	$k = \frac{c_p}{c_v}$
<b>Критическая скорость</b>		
$a_* = \sqrt{\frac{2\alpha_0}{1 + \beta_*} RT_0}$	–	$a_* = \sqrt{\frac{2k}{k + 1} RT_0}$
<b>Газодинамическая функция (относительное давление)</b>		
$\pi = \left[ \frac{\alpha_0}{\alpha} \left( 1 - \frac{\lambda^2}{1 + \beta_*} \right) \right]^{\frac{x}{(x-1)}}$	$\pi = \left( 1 - \lambda^2 \frac{\varphi^*(k_T^* - 1)}{\psi[2 + \varphi^*(k_T^* - 1)]} \right)^{\frac{k_T^*}{k_T^* - 1}}$	$\pi = \left[ 1 - \frac{k - 1}{k + 1} \lambda^2 \right]^{k/(k-1)}$
<b>Газодинамическая функция (приведенная массовая скорость)</b>		
$q = \frac{z_*}{z} \left[ \frac{\alpha_*}{\alpha} \frac{1 + \beta_* - \lambda^2}{\beta_*} \right]^{\frac{1}{(x-1)}} \lambda$	$q = \varepsilon \lambda \left( 1 - \frac{\varphi^*(k_T^* - 1)}{2 + \varphi^*(k_T^* - 1)} \right)^{\frac{k_T^*}{k_T^* - 1}}$	$q = \left[ \frac{k + 1}{2} \left( 1 - \frac{k - 1}{k + 1} \right) \lambda^2 \right]^{1/k-1} \lambda$

где  $a$  – скорость звука, м/с,  
 $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>,  
 $c_p$  – изобарная теплоемкость, Дж/кг·К,  
 $c_v$  – изохорная теплоемкость, Дж/кг·К,  
 $\eta$  – коэффициент скорости звука [21],  
 $\alpha, \beta$  – безразмерные термодинамические функции [21],

$\bar{k}_v, \bar{k}_T$  – средние значения мгновенных объемного и температурного показателей адиабаты [11],

$\varphi^*, \psi$  – коэффициенты [11],

$\lambda$  – относительная скорость,

$\varepsilon$  – газодинамическая функция (относительная плотность),

(все величины с индексом "\*" – для потока при критической скорости, с индексом "0" – для потока при торможении).

Известно, что газодинамические функции идеального газа имеют общий вид для различных газов и отличаются значением показателя адиабаты. Приведенные в таблице 1 аналитические выражения для идеального газа [15] получены при допущении, что показатель адиабаты не зависит от температуры и давления, т.е. газ является совершенным (идеальным). Для перехода к реальным свойствам, в [21] предлагается вместо показателя адиабаты для идеального газа использовать коэффициент  $x$ .

Согласно [21] вычисления на основе данных по термодинамическим свойствам метана показывают на весьма слабое изменение величины  $x$  в широких диапазонах давлений и температур. В диапазоне температур от 140 К до 600 К и давлений от 0,1 МПа до 100 МПа изменения коэффициента адиабаты для идеального газа ( $k$ ) составляют от 1,19 до 374,95, а величина  $x$  для метана изменяется в пределах от 1,1887 до 1,3899. Столь сильные изменения величины  $k$  по давлению и по температуре не позволяют её считать константой даже в малых интервалах параметров. К тому же выражения для нахождения величины  $k$  для идеального газа не учитывают температуру газа.

Показатель адиабаты  $x$  слабо изменяется по давлению и температуре, что дает возможность считать его константой в довольно больших интервалах параметров.

Автором [11] вместо показателя адиабаты для идеального газа  $k$  предлагается использовать в расчетах мгновенные объемный ( $k_v$ ) и температурный ( $k_T$ ) показатели адиабаты (табл. 1).

При расчете газового эжектора предлагается использовать методику [21] для определения свойств реального газа, как наиболее удобную. Точность данной методики продемонстрирована в [21] для различных технологически важных газов, в том числе и для метана. Предложенные в [21] для реального газа газодинамические функции зависят не только от показателя адиабаты, но и от коэффициента сжимаемости, величин  $\alpha$  и  $\beta$ ,

зависимости которых от давления и температуры для различных газов неодинаковы.

## ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

В технических расчетах законы для идеального газа используют в ограниченных диапазонах: при давлениях от абсолютного вакуума до 0,3 – 1 МПа (в зависимости от вида газа) и при температуре, превышающей 0 °С. Давление газа, который принимает участие в процессе эжекции, может превышать указанные границы, что обуславливает актуальность разработки методов, учитывающих неоднородность свойств реального газа в диапазоне существующих в системе газоснабжения давлений и температур. Применение существующих методов расчета эжекционных систем ограничено из-за ряда допущений в исходных уравнениях газовой динамики, что приводит к погрешностям и ошибкам. Недостаточно полная изученность термогазодинамических и теплообменных процессов во многих типах струйных течений приводят к тому, что эффективность аппаратов и установок с этими течениями оказывается ниже расчетных величин. При использовании на практике с эжекторами возникают некоторые трудности. Во время пусконаладочных испытаний эжекционных аппаратов их настраивают методом направленного подбора, ведь расчет редко в полной мере обеспечивает целевой режим работы. Неправильно подобранный режим может приводить к нестабильной работе оборудования или даже к полной остановке работы эжекционных аппаратов.

В связи с этим актуальным является разработка усовершенствованного метода расчета для анализа и оптимизации режимов работы систем эжекционных установок.

Для анализа и разработки на стадии проектирования газовых эжекторов, а также для мероприятий по повышению эффективности, была выявлена необходимость в усовершенствовании метода расчета газовых эжекторов на базе теории Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера [15] с учетом реальных параметров газов.

Целью данной работы является усовершенствование метода расчета коэффициента эжекции на основании учёта реальных свойств газа.

Это позволит с большей точностью определять достижимые параметры на выходе из аппарата в тех областях, где применение законов для идеального газа не даёт точных результатов.

## ПРИНЦИП РАБОТЫ ЭЖЕКТОРА

В рамках статьи будем рассматривать однофазный газовый эжектор с расширяющимся соплом Лаваля и цилиндрической камерой смешения.

Действие струйного насоса основывается на принципе эжекции: высокоскоростной (рабочий) газ под действием разности давлений подсасывает и передает часть энергии среде с низкими скоростями. Рабочий поток из сопла с большой скоростью попадает в приемную камеру и подсасывает низкоскоростной поток в камеру смешения (рисунок 1).

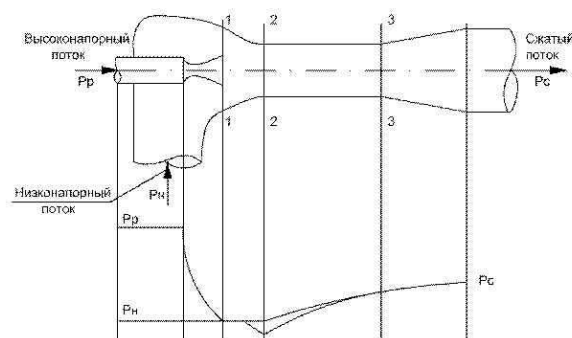


Рис. 1. Принцип работы газового эжектора

Fig. 1. The principle of operation of the gas ejector

В основном в струйных аппаратах происходит сначала преобразование потенциальной энергии рабочего потока в кинетическую, которая частично передается эжектируемому потоку. В результате в диффузоре происходит выравнивание скоростей потоков смешиваемых газов, а также обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную энергию. Таким образом, происходит повышение давления за счет снижения скорости. При сжатии низконапорных газов используется потенциальная энергия высоконапорных газовых потоков, которая в существующих технологических процессах обычно безвозвратно теряется на дросселях без совершения полезной работы. Конструкция эжектора состоит из сопла, камеры смешения и диффузора.

### ПУТИ ОПТИМИЗАЦИИ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭЖЕКТОРОВ С УЧЕТОМ СВОЙСТВ РЕАЛЬНОГО ГАЗА

Основываясь на газодинамических функциях, полученных на основании соотношений термодинамики реального газа в [21], преобразуем метод расчета газовых эжекторов [15]. Как уже было отмечено, данный метод [15] часто используется на практике и получил наибольшее распространение среди других методов расчета газовых однофазных эжекторов с цилиндрической камерой смешения (что является наиболее общим случаем расчета струйных аппаратов), однако он основывается на законах для идеального газа. Базовыми в расчете являются газодинамические функции, позволяющие по параметрам газа определять относительную скорость  $\lambda$  на выходе аппарата и соответствующий ей коэффициент эжекции, а также, при

необходимости, проводить расчет в обратном направлении.

После преобразования метода расчета эжектора, приведенного в [15], с учетом основных соотношений для реального газа [21], были получены следующие новые уравнения для расчета коэффициента эжекции струйного насоса с учетом реальных свойств транспортируемых потоков:

$$u = \frac{K_1 \frac{a_{p^*}}{a_{c^*}} \lambda_{p,n} - K_3 \lambda_{c3}}{K_4 \lambda_{c3} - K_2 \frac{a_{n^*}}{a_{c^*}} \lambda_{n2}}, \quad (2)$$

$$K_1 = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3, \quad (3)$$

$$K_2 = \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4, \quad (4)$$

$$K_3 = 1 + \varphi_3 \beta_{p^*} z_{p^*} \frac{a_{p^*} p_c}{a_{c^*} p_p} \frac{\left( \pi_{c3} - \frac{p_n}{p_c} \right)}{2 \alpha_{p^*} \pi_{p^*} \lambda_{c3} q_{p,n}}, \quad (5)$$

$$K_4 = 1 + \varphi_3 \beta_{n^*} z_{n^*} \frac{a_{n^*} p_c}{a_{c^*} p_n} \frac{\left( \pi_{c3} - \pi_{c2} \right)}{2 \alpha_{n^*} \pi_{n^*} \lambda_{c3} q_{n2}}, \quad (6)$$

где  $\varphi$  – коэффициенты скорости

(все величины с индексом "p" – для рабочего (высоконапорного) потока, с индексом "n" – для низконапорного (эжектируемого) потока, с индексом "c" – для сжатого потока газа (смесь потоков), с индексом "1" – для потоков на выходе из сопла, с индексом "2" – для потоков во входном сечении камеры смешения, с индексом "3" – в выходном сечении камеры смешения (см. рисунок 1)).

Для расчета достижимого коэффициента эжекции необходимо определить газодинамические функции рабочего и эжектируемого потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения (согласно [15] обозначим как  $\lambda_{p,n}$ ,  $q_{p,n}$  и  $\lambda_{n2}$ ,  $\pi_{n2}$ ,  $q_{n2}$  соответственно) и смешанного потока в выходном сечении камеры смешения ( $\lambda_{c3}$ ,  $\pi_{c3}$ ,  $q_{c3}$ ).

Формулы для расчета данных величин в предлагаемом методе примут вид, отличный от классического метода расчета. К примеру, уравнения расчета коэффициентов (5-6) согласно [15] имеют следующий вид:

$$K_3 = 1 + \varphi_3 \frac{a_{p^*} p_c}{a_{c^*} p_p} \frac{\left( \pi_{c3} - \frac{p_n}{p_c} \right)}{k_p \pi_{p^*} \lambda_{c3} q_{p,n}}, \quad (7)$$

$$K_4 = 1 + \varphi_3 \frac{a_{n^*} p_c}{a_{c^*} p_n} \frac{\left( \pi_{c3} - \pi_{c2} \right)}{k_n \pi_{n^*} \lambda_{c3} q_{n2}}. \quad (8)$$

Наличие в расчетных формулах (5-6) в предлагаемом методе таких коэффициентов как  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $z$ , а также новых выражений для расчета показателя адиабаты, критической скорости и газодинамических функций (таблица 1) позволит учитывать характер поведения потоков газов в широких диапазонах.

## СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА

Согласно методам классической теории считается, что коэффициент эжекции зависит не от абсолютных значений давления  $p_p$ ,  $p_c$  и  $p_n$ , а только от степени сжатия  $p_c/p_n$  или степени расширения  $p_p/p_n$ . Для реального газа этот коэффициент существенно зависит не только от степени сжатия, но и от абсолютных значений давления. Причем при заданной степени сжатия чем выше давление, тем меньше коэффициент эжекции и тем больше он отличается от коэффициента эжекции идеального газа.

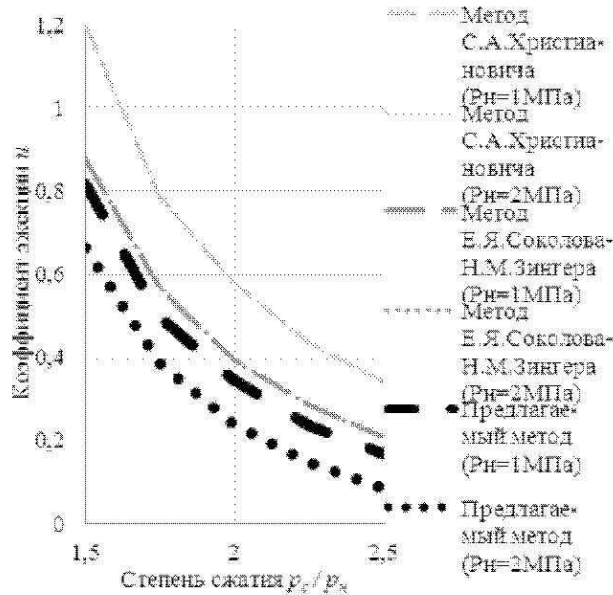


Рис. 2. Сравнительный график расчетного максимального коэффициента эжекции различными методами ( $T=300\text{K}$ ,  $p_p/p_n=7$ )

Fig. 2. Comparative plot of the calculated maximum rate of ejection by different methods ( $T=300\text{K}$ ,  $p_p/p_n=7$ )

Из рисунка 2 следует, что с повышением давления низконапорного газа  $p_n$  коэффициент эжекции уменьшается, в отличие от методов, основанных на классической теории. Коэффициент эжекции, рассчитанный для различных значений давления низконапорного газа по классическим методами [17], [15], остается одинаковым, что на рисунке 2 показано одной линией. Это подтверждает влияние абсолютного значения давлений на расчет, что особенно проявляется при переходе в зону высоких давлений.

Заметное влияние на расчет эжектора оказывает температура потоков газов, например, во время эжектирования газов дегазации на технологических линиях низкотемпературной сепарации. В некоторых случаях результаты расчета по предлагаемому методу при низких температурах показывают невозможность процесса эжекции в заданных условиях, в отличие от классических. Но с повышением температуры потоков газов, например,

от  $260\text{K}$  ( $\approx -13\text{ }^\circ\text{C}$ ) до  $300\text{K}$  ( $\approx 27\text{ }^\circ\text{C}$ ), результаты расчета по предлагаемому методу показывают повышение производительности работы аппарата и выход его на рабочий режим. Это также объясняется значительным влиянием неидеальности среды. Предлагаемый метод позволяет для различных температур рабочего и низконапорного потоков газов вычислять температуру потока на выходе аппарата.

На рисунке 3 для более легкого сравнения температуры рабочего и низконапорного потоков были выбраны одинаковыми. С понижением температуры коэффициент эжекции уменьшается. Раньше считалось, что значения температур потоков имеют незначительное влияние на процесс эжектирования и этим параметром в [17] пренебрегали. На рисунке 3 значения коэффициента эжекции, полученного методом [17], остается неизменным, независимо от изменения температуры, то есть линия проходит горизонтально. А в работе [15] уже было определено влияние температур потоков на расчет, что на рисунке 3 отражено изменением коэффициента эжекции до 2% в рассматриваемом диапазоне давлений и температур. Для предлагаемого метода эта разница уже составляет 9%. Увеличение указанной разницы по сравнению с методом [15] можно объяснить так. Показатель адиабаты, газодинамические функции и другие величины, используемые в методе [15], с изменением температуры остаются постоянными, в отличие от величин, предлагаемых к использованию в предлагаемом методе.

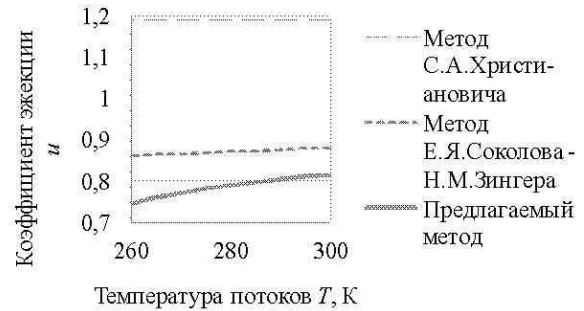


Рис. 3. Сравнительный график расчетного максимального коэффициента эжекции различными методами при  $p_p/p_n=7$ ,  $p_c/p_n=1,5$

Fig. 3. Comparative plot of the calculated maximum rate of ejection of different methods for  $p_p/p_n=7$ ,  $p_c/p_n=1,5$

Наиболее четко уменьшение реального коэффициента эжекции проявляется при давлении рабочего потока 6 МПа и выше, при повышении степени расширения  $p_p/p_n$  и при снижении температуры  $T$ .

Сравнение значений достижимого коэффициента эжекции, рассчитанного по

предлагаемому методу, с экспериментальными данными продемонстрировано на рисунке 4.

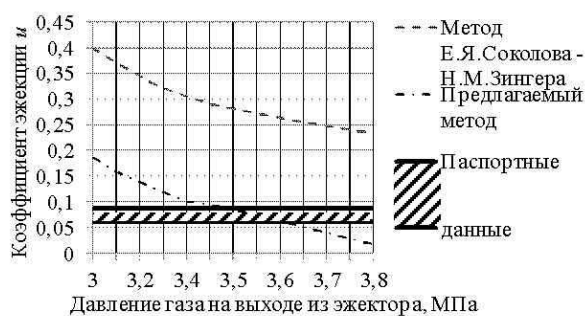


Рис. 4 Паспортные данные и расчетные значения коэффициента эжекции устройства ЕПР-9-16 при  $p_p = 13$  МПа,  $p_n = 1,4$  МПа

Fig. 4 Passport data and calculated values of the ejection device ЕПР-9-16 at  $p_p = 13$  МПа,  $p_n = 1,4$  МПа

Эжекторное устройство регулирующее ЕПР-9-16 [8] производства «Кремь» (г. Ивано-Франковск, Украина) имеет следующие паспортные характеристики:

Давление высоконапорного газа, МПа ..... 13-13,5.  
 Давление низконапорного газа, МПа ..... 0,6-1,4.  
 Давление газа на выходе эжектора, МПа ..... 3,0-5,7.  
 Коэффициент эжекции ..... 0,06-0,0875.

На рисунке 4 отображены результаты расчетов максимального достижимого коэффициента эжекции по классическому методу и по предлагаемому, а также диапазон работы аппарата согласно паспортным данным. В определенном диапазоне давлений на выходе из аппарата значения максимального достижимого коэффициента эжекции, рассчитанного по предлагаемому методу, совпадают с паспортными данными по работе эжекторного устройства. В то время как значения, полученные в результате расчета по классической методике, существенно превышают реальные величины. При давлении газа на выходе из эжектора 3,5 МПа достижимый коэффициент эжекции, рассчитанный по классическому методу, превышает значение коэффициента эжекции по паспортным данным почти в 3 раза.

Отклонение коэффициента эжекции, рассчитанного по предлагаемому методу, от паспортных данных при некоторых давлениях объясняется рядом факторов. Во-первых, паспортное значение коэффициента эжекции приведено для рекомендуемого изготовителем рабочего режима, а по предлагаемому методу был рассчитан максимальный достижимый коэффициент. Во-вторых, конструкция ЕПР-9-16 предполагает наличие сменных сопел высокого давления и камер смешения различных диаметров. Сменные части позволяют не разбирая аппарат изменять расстояния между соплом высоконапорного газа и камерой смешения, что

влияет на геометрию аппарата и в конечном итоге дает возможность устанавливать более оптимальный режим эжектирования. Данные конструктивные изменения позволяют для указанных в паспорте давлений потоков газов выводить эжектор на рабочий режим. Аппарат, рассчитанный по предлагаемому методу, при давлении высоконапорного газа 13 МПа, низконапорного 1,4 МПа, давлении на выходе аппарата 3,5–3,6 МПа будет иметь коэффициент эжекции 0,06–0,087, что полностью соответствует паспортным данным. Степень сжатия в данном случае будет составлять  $p_c/p_n = 2,5$ . Как отмечено в [15], степень сжатия, развиваемая аппаратами с цилиндрической камерой смешения, обычно находится в пределах  $2,5 \geq (p_c/p_n) \geq 1,2$ . При повышении степени сжатия больше 2,5 оптимальной является коническая камера смешения. Расчеты эжекторов с цилиндрической камерой смешения по классическому и предлагаемому методу рекомендуется использовать при  $2,5 \geq (p_c/p_n) \geq 1,2$ . Эжекторное устройство ЕПР-9-16 имеет цилиндрическую камеру смешения, что подтверждает использование данных методов расчета для заданной степени сжатия  $p_c/p_n = 2,5$ .

Изменение каких либо параметров, пусть и в пределах, допустимых по паспорту, может привести к выводу аппарата на нерабочий режим. Так, при тех же начальных параметрах увеличение давления на выходе аппарата больше 3,6 МПа приведет к снижению коэффициента эжекции. Степень сжатия в данном случае будет превышать 2,5. Для вывода аппарата на рабочий режим необходимо либо увеличение давления на входе в эжектор, либо использование конической камеры смешения. Следовательно, предлагаемый метод расчета дает хорошее совпадение с паспортными данными эжекторного устройства ЕПР-9-16 при расчетном режиме, когда степень сжатия находится в пределах  $2,5 \geq (p_c/p_n) \geq 1,2$ .

Таким образом, в определенном диапазоне давлений расчет достижимого коэффициента эжекции ЕПР-9-16 по предлагаемому методу продемонстрировал соответствие паспортным данным. При тех же условиях в результате расчета по классическому методу был получен завышенный коэффициент эжекции почти в 3 раза. Это является следствием влияния неидеальности среды при высоком давлении рабочего потока газа.

## ВЫВОДЫ

В результате был усовершенствован метод расчета коэффициента эжекции, предложенный в работе Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера [15]. В основу усовершенствования положены соотношения для реального газа, выведенные А.М. Шехтманом [21]. Полученный метод позволяет учесть дополнительные потери в аппарате, связанные со свойствами реальных газов в областях высокого

давления. Данный метод позволяет вычислять максимальный коэффициент эжекции для заданного режима работы. Наиболее четко уменьшение реального коэффициента эжекции проявляется при давлении рабочего (высоконапорного) потока 6 МПа и выше, при повышении степени расширения  $p_p/p_n$  и при снижении температуры  $T$ . В результате, использование в расчете классических методов для данных условий работы может привести к внедрению в системе газоснабжения аппарата с заниженной производительностью. Снижение производительности аппарата влечет за собой увеличение расходов на транспорт газа. В случае если эжектор на практике не будет отвечать проектным требованиям, то для вывода его на расчетный режим работы необходимо изменить параметры газа на входе в эжектор. Этого можно достичь, увеличив давление или расход газа на входе в газораспределительную станцию, что приведет к соответствующим затратам. Предлагаемый метод расчета должен упростить ввод в эксплуатацию эжекционного оборудования и повысит точность заказа конкретного эжектора для заданных условий его работы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г. Н. 1969. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука. – 824.
2. Ванев С., Финкельштейн З., 2011. Области рационального использования пневмоагрегатов с вихревыми и струйно-реактивными турбинами. MOTROL. – Commission of motorization and energetics in agriculture : Polish Academy of sciences. – Lublin. – Vol. 13C. – 128–137.
3. Вукалович М. П. 1968. Техническая термодинамика / М. П. Вукалович, И. И. Новиков – М.: Энергия. – 496.
4. Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение коэффициента сжимаемости : ГОСТ 30319.2-96. – Введ. 1997-07-01. – Минск: Изд-во стандартов, 1997. – 54. – (Межгосударственный стандарт).
5. Галустов В. С. 2005. О пароводяных смесительных подогревателях, утилизаторах и струйной технике / В.С. Галустов // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. – №6. – 56-59.
6. Гуров В. 2001. Технологии оборонного комплекса в малой энергетике / В. Гуров, Е. Джамай // Двигатель. – №2 (14). – 36-38.
7. Дейч М. Е. 1974. Техническая газодинамика / М. Е. Дейч. – М.: Энергия. – 592.
8. Эжекторный пристрой регулирующий ЕПР-9-16 : Паспорт ЕПР-9-16-00.00.000ПС. – 2000. – 5.
9. Инструкция по расчету и применению газовых эжекторов: Утв. Техн. Упр. Главгаза СССР 27.05.58 / ГНИИНТИ. – М., 1958. – 56.
10. Каменев П. Н. 1950. Гидроэлеваторы и другие струйные аппараты / П. Н. Каменев – М.: Изд-во министерства строительства предприятий машиностроения. – 347.
11. Мальханов В. П. 1981. К вопросу об изоэнтальпических формулах / В. П. Мальханов // Проблемы машиностроения. – К.: Наукова думка. – вып. 14. – 92-95.
12. Миллионщиков М. Д. 1961. Газовые эжекторы больших скоростей / М. Д. Миллионщиков, Г. М. Рябинков // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов. – БНИ ЦАГИ. – 5-32.
13. Пат. 239947 Российская Федерация, МПК G05D7/00. Одоризатор природного газа / Громов В. С.; Зарецкий Я. В.; Серазетдинов Б. Ф.; Серазетдинов Ф. Ш.; Кривошеев А. И.; Тонконог В. Г.; патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Нейт". – № 2009131094/28 ; заявл. 14.08.2009 ; опубл. 20.09.2010.
14. Рид Р. 1982. Свойства газов и жидкостей. Справочное пособие / Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. – Л.: Химия. – 592.
15. Соколов Е. Я. 1989. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат. – 352.
16. Математическое моделирование нелинейных термогазодинамических процессов в многокомпонентных струйных течениях / Л. П. Холпанов, Е. П. Запорожец, Г. К. Зиберт, Ю. А. Кашицкий. – М.: Наука, 1998. – 320.
17. Христианович С. А. 1944. О расчете эжектора / С. А. Христианович // Промышленная аэродинамика: Сб. – М.: БНИ ЦАГИ. – 28.
18. Христианович С. А. 1946. Применение эжекторов в газосборных сетях / С. А. Христианович // Изв. АН СССР. – №3. 313-328.
19. Царев И. Н. 1998. Энергосберегающие технологии с использованием эжекторов больших скоростей / И. Н. Царев // Наука о природном газе. Настоящее и будущее. Сборник научных трудов. – М. – 224-234.
20. Чарный И. А. 1961. Основы газовой динамики / И. А. Чарный – М.: Гостоптехиздат. – 200.
21. Шехтман А. М. 1988. Газодинамические функции реальных газов. Справочник / А. М. Шехтман. – М.: Энергоатомиздат. – 170.

#### IMPROVEMENT IN THE CALCULATION OF GAS EJECTOR FOR GAS SUPPLY SYSTEMS

**Summary.** Improvement of the method of calculating ejection coefficient on the basis of records of real gas properties will more accurately determine the achievable output parameters of the device in areas where the application of the ideal gas law does not give accurate results. Within the article, we discuss single-phase gas ejector with an expanding Laval nozzle and a cylindrical mixing chamber.

**Key words:** gas-dynamic function, the real gas, ejector.