

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
ДЛЯ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВОГО ЭЖЕКТОРА
ПРИ РАЗНЫХ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ
И С РАЗЛИЧНЫМИ РАБОЧИМИ ЖИДКОСТЯМИ

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

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

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

Поступила в редакцию 07.08.2023 г.

После доработки 26.09.2023 г.

Принята к публикации 27.09.2023 г.

Эжекторы – устройства, предназначенные для отсасывания жидкости, пара или газа (эжектируемой жидкости) из замкнутого пространства с помощью мощной струи пара (эжектирующей жидкости), обычно эксплуатируются при заданных граничных условиях с использованием конкретных рабочих жидкостей. Если предполагается применять эжектор в новых условиях на входе и выходе из него, то для определения его эксплуатационной характеристики потребуется провести весьма сложные численные или экспериментальные исследования. В данной работе предлагается простая теоретическая модель, позволяющая довольно точно рассчитать эксплуатационные характеристики эжектора с учетом конкретной формы и граничных условий в различных рабочих режимах. Модель дает возможность определить коэффициент эжекции, критическое противодавление и противодавление срыва с использованием заданной рабочей характеристики. Точность модели подтверждена результатами математического моделирования, проведенного методами численной гидродинамики. С помощью программного обеспечения ANSYS Fluent 19.2 проанализированы характеристики двух эжекторов, имеющих разные форму, размеры и граничные условия. Полученные результаты сравниваются с результатами двух других исследований. Предлагаемая в настоящей работе модель адекватно описывает эксплуатационные характеристики всех четырех эжекторов в широком диапазоне изменения режимных параметров. Модель была также распространена на другие рабочие жидкости и температуры и проверена численно на примере эжектора, в котором в качестве рабочей жидкости использовался воздух вместо водяного пара. Результаты показывают, что погрешность расчета коэффициента эжекции не превышает 2%. Важно отметить, что эта модель остается применима только при синхронном изменении расходов эжектируемой и эжектирующей сред на один и тот же коэффициент. В этих условиях полученные при расчетах по модели данные хорошо согласуются с результатами моделирования методами численной гидродинамики.

Ключевые слова: сверхзвуковой пароструйный эжектор, теоретическая модель, рабочая характеристика, коэффициент эжекции, критическое противодавление, противодавление срыва, рабочая жидкость, коэффициент давления

DOI: 10.56304/S0040363624700449

Эжекторы – простые и надежные устройства, не требующие особого технического обслуживания благодаря отсутствию движущихся частей, но их коэффициент полезного действия меньше КПД механических компрессоров. Эжекторы обычно проектируются для конкретных условий применения с заранее заданными коэффициентом эжекции и степенью сжатия. Для оценки их эксплуатационных характеристик и изменения параметров жидкости в проточной части используются три основных подхода:

построение теоретических моделей, основанных на законах гидродинамики и термодинамических соотношениях;

реализация методов численной гидродинамики; проведение экспериментальных исследований.

Несмотря на то что было выполнено большое число исследований, посвященных определению эксплуатационных характеристик конкретных эжекторов при различных температурах и давлениях на их входе/выходе, общего уравнения или

процедуры, которые можно было бы применять для расчета эжекторов с разными геометрическими характеристиками проточной части при различных граничных условиях, до сих пор не предложено. В данной статье представлена теоретическая модель, которую можно использовать для пересчета коэффициента эжекции, степени сжатия и критического противодавления эжектора с известными геометрическими параметрами и эксплуатационными характеристиками при конкретных граничных условиях на новые давления, температуры и рабочую жидкость.

ТЕОРИЯ ЭЖЕКТОРА

Схема типового сверхзвукового эжектора представлена на рис. 1. Эжектирующий пар высокого давления (рабочая жидкость) (P – от англ. primary) расширяется в сверхзвуковом сопле Лаваля, что приводит к значительному увеличению скорости и снижению давления. В результате эжектирующий поток, создавая зону низкого давления, увлекает эжектируемую среду (S – от англ. secondary) в камеру смешения. Предполагается, что потоки полностью перемешиваются к выходному сечению камеры смешения [1].

В эжекторе постоянного давления, показанном на рис. 1, давление эжектирующей (рабочей) жидкости на выходе из сверхзвукового сопла принимается равным давлению эжектируемой жидкости. Затем эти потоки перемешиваются при постоянном давлении. В конце участка постоянного сечения эжектора возникает прямой скачок уплотнения, приводящий к увеличению давления и снижению скорости смешанного потока до дозвуковой. Этот прямой скачок иногда называют участком ударной трубы. Положение прямого скачка указано точками 3 и 4 на рис. 1, причем эти точки почти совпадают на оси эжектора, поскольку скачок давления происходит практически мгновенно. Затем в дозвуковом диффузоре давление увеличивается, а скорость смешанного потока снижается. Наконец, этот поток поступает в конденсатор, и давление в этой точке (точка 5 на рис. 1) называется давлением конденсатора или противодавлением.

Коэффициент эжекции ER и степень сжатия R_c являются основными параметрами, характеризующими работу эжектора. Коэффициент эжекции представляет собой отношение массового расхода эжектируемой жидкости m_s к массовому расходу эжектирующей (рабочей) жидкости m_p :

$$ER = \frac{m_s}{m_p}. \quad (1)$$

Фактически этот коэффициент определяет количество рабочей жидкости, необходимое для

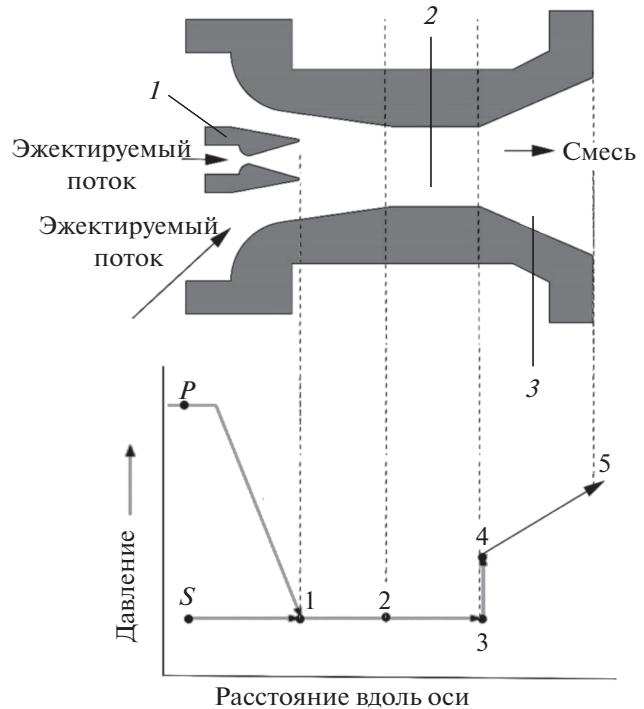


Рис. 1. Схема эжектора и распределение давления вдоль оси эжектора.

1 – сопло эжектирующей (рабочей) жидкости; 2 – участок ударной трубы постоянного сечения; 3 – дозвуковой диффузор

увеличения давления единицы массы эжектируемой среды от давления всасывания до давления нагнетания.

Степень сжатия R_c определяется как отношение статического давления на нагнетании p_c (давление в точке 5 на рис. 1) и статического давления эжектируемой среды p_s :

$$R_c = \frac{p_c}{p_s}. \quad (2)$$

Эжекторы обычно проектируются для эксплуатации в режимах с двумя критическими сечениями в проточной части, в которых снижение противодавления не влияет на массовые расходы рабочей и эжектируемой жидкостей. Каждый эжектор, работающий в таких режимах, имеет критическое противодавление, при превышении которого коэффициент эжекции быстро снижается. При дальнейшем увеличении противодавления достигает так называемого давления срыва, после которого происходит реверсирование течения в секции всасывания. Эти значения указываются на рабочей характеристике, которая представляет собой зависимость коэффициента эжекции от противодавления для эжектора с известными геометрическими характеристиками при известных параметрах

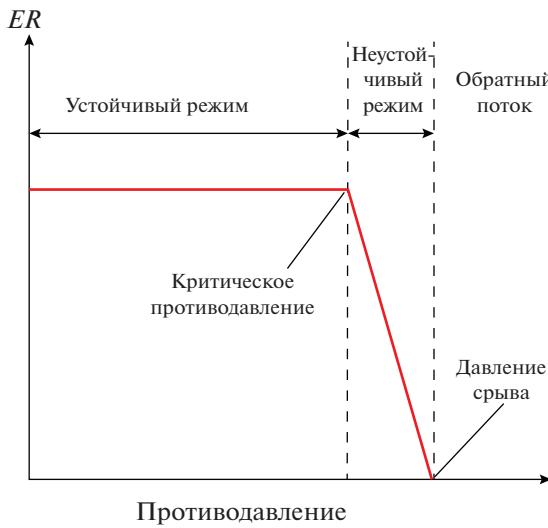


Рис. 2. Типовая рабочая характеристика эжектора

рах рабочей и эжектируемой жидкостей на входе в эжектор.

Типовая рабочая характеристика эжектора представлена на рис. 2. Изменение условий на входе и выходе или замена рабочей жидкости приведет к изменению коэффициента эжекции, критического противодавления и давления срыва. Рабочие характеристики эжекторов, имеющих конкретные форму и размеры, определяются для различных граничных условий, причем влияние давления и температуры рабочей и эжектируемой жидкостей на рабочую характеристику эжектора изучалось при проведении разных исследований.

В работе [2] экспериментально и с помощью методов численной гидродинамики исследовалось влияние различных параметров, включая граничные условия для рабочей и эжектируемой жидкостей, на эксплуатационные характеристики эжектора. В качестве рабочей и эжектируемой жидкостей использовался насыщенный водяной пар при заданной температуре. Давление пара соответствовало давлению насыщения при этой температуре. Рабочие характеристики эжектора, рассчитанные методом численной гидродинамики при разных температурах эжектирующей и эжектируемой жидкостей, приведены на рис. 3. Задача, поставленная в [2], заключалась в точном расчете рабочей характеристики при новых граничных условиях без повторения длительных численных расчетов или экспериментов. Полученные результаты обсуждаются далее.

В данной работе в качестве базовой характеристики выбрана характеристика при температурах рабочей и эжектируемой жидкости 130 и 10°C соответственно (кривая 1 на рис. 3). Целью работы была оценка точности построения двух других ха-

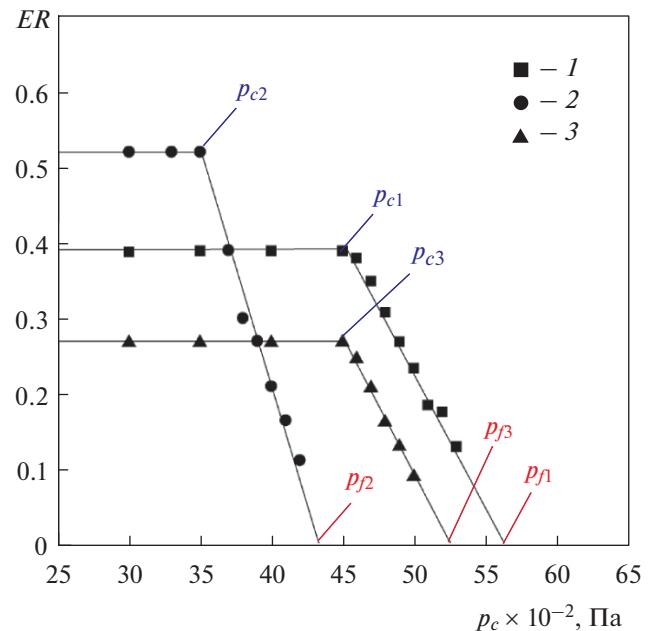


Рис. 3. Три рабочие характеристики эжектора, рассчитанные методом численной гидродинамики [2]. Температура эжектирующей (рабочей)/эжектируемой жидкости, °C: 1 – 130/10; 2 – 120/10; 3 – 130/5

рактеристик без проведения долговременных и затратных расчетов методами численной гидродинамики для нескольких новых граничных условий или экспериментальных исследований при новых давлениях и температурах.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

В настоящем исследовании предполагается, что известна рабочая характеристика эжектора при некоторых граничных условиях. Задача заключается в определении рабочей характеристики этого же эжектора при измененных условиях, например при других давлениях и температуре рабочей и эжектируемой жидкостей или для иных жидкостей. Предлагается оценить критическое противодавление для новой рабочей характеристики по следующей формуле:

$$\frac{p_c'}{p_c} = \sqrt{\frac{(m_s' T_s' + m_p' T_p') (m_s' + m_p')}{(m_s T_s + m_p T_p) (m_s + m_p)}}, \quad (3)$$

где давление выражено в паскалях, а температура в кельвинах.

Штрихом в верхнем индексе здесь и далее отмечены новые значения параметров, соответствующие измененным граничным условиям. Вывод и проверка формулы (3) выходят за рамки данной статьи. Предполагается, что максималь-

Таблица 1. Геометрические параметры эжекторов Э1 и Э2

Параметр	Э1	Э2
Диаметр, мм:		
горла сопла рабочей жидкости	3.0	26
выходного сечения сопла рабочей жидкости	5.4	52
участка постоянного сечения	7.0	150
выходного сечения диффузора	12.0	304
Длина, мм:		
участка постоянного сечения	36.5	400
камеры смешения	33.2	600
диффузора	33.2	985

ный массовый расход через сопло достигается при критическом истечении, когда скорость в горле сопла становится звуковой. Максимальный массовый расход можно рассчитать по формуле, вывод которой можно найти в любом учебнике по газодинамике. Эта формула выглядит следующим образом:

$$m_{\max} = \frac{A p_t}{\sqrt{T_t}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, \quad (4)$$

где A – площадь сечения горла сопла; p_t – давление в горле сопла, Па; T_t – температура в горле сопла, К; γ – показатель адиабаты; R – газовая постоянная.

При изменении давления рабочей и эжектируемой жидкостей и при неизменных геометрических параметрах и той же рабочей жидкости и прочих постоянных параметрах можно получить, что

$$p \propto m \sqrt{T}. \quad (5)$$

В этом случае массовый расход рабочего пара при новом давлении можно определить по формуле

$$\frac{m'_p}{m_p} = \frac{p'_p}{p_p} \sqrt{\frac{T_p}{T'_p}}, \quad (6)$$

где m_p , T_p – массовый расход рабочего пара и температура при исходном давлении p_p ; m'_p , T'_p – эти же характеристики при новом давлении p'_p .

Хотя эжектируемый пар не проходит через сопло, предполагается, что для него также будет справедлива формула (6) и, следовательно,

$$\frac{m'_s}{m_s} = \frac{p'_s}{p_s} \sqrt{\frac{T_s}{T'_s}}. \quad (7)$$

Возможность использования этого предположения будет обоснована далее с помощью численного моделирования.

Температуру смешанного потока можно оценить путем расчета средневзвешенной температуры рабочего и эжектируемого потоков по следующей, хотя и не точной, формуле:

$$T_m = \frac{m_s T_s + m_p T_p}{m_s + m_p}. \quad (8)$$

Предполагается, что критическое давление можно рассчитать, используя (3), по соотношению

$$\frac{m'_m}{m_m} = \frac{p'_c}{p_c} \sqrt{\frac{T_m}{T'_m}}. \quad (9)$$

Далее T_m из (8) подставляется в (9), и после несложных преобразований для оценки давления срыва получается следующая формула:

$$\frac{p'_f}{p_f} = \sqrt{\frac{(m'_s T'_s + m'_p T'_p)(m'_s + m'_p)}{(m_s T_s + m_p T_p)(m_s + m_p)}}. \quad (10)$$

Формула аналогичного вида справедлива и для критического противодавления.

ПРОВЕРКА ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕТОДОМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

*Форма, размеры и граничные условия
контрольных эжекторов*

Для обоснования предположений, изложенных в предыдущем разделе, было проведено численное моделирование для двух эжекторов (Э1 и Э2) с разными геометрическими характеристиками, работающих при различных граничных условиях. Основной целью была оценка точности расчета по приведенным соотношениям для критического давления, давления срыва, массо-

вого расхода и коэффициента эжекции при новых граничных условиях. Геометрические характеристики эжекторов приведены в табл. 1.

Основные уравнения

Для решения системы уравнений Навье – Стокса использовался лицензионный программный пакет ANSYS Fluent 19.2, предназначенный для численного решения задач гидродинамики. Система уравнений включала в себя уравнения неразрывности, движения и энергии.

Уравнение неразрывности:

$$\frac{dp}{dt} + \rho \operatorname{div} \mathbf{v} = 0; \quad (11)$$

уравнение движения:

$$\rho \frac{d\mathbf{v}}{dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \nabla \tau_{ij}; \quad (12)$$

уравнение энергии:

$$\rho \frac{dh}{dt} = \frac{dp}{dt} + \operatorname{div}(\lambda \nabla T) + \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j}, \quad (13)$$

где

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \mathbf{I} \operatorname{div} \mathbf{v} \right) \quad (14)$$

— тензор напряжений, Н/м²; ρ — плотность, кг/м³; \mathbf{v} — вектор скорости, м/с; t — время, с; h — энтальпия, Дж/кг; λ — теплопроводность, Вт/(м · К); μ — динамический коэффициент вязкости, Н · с/м²; x — продольная координата, м; \mathbf{I} — единичная матрица. Свойства относятся к жидкости, которая используется при расчетах.

Хотя течение внутри эжектора является трехмерным, из-за низкой скорости рабочего (эжектирующего) и эжектируемого пара на входе в эжектор по сравнению со скоростью пара в самом эжекторе для описания течения выбрана двумерная осесимметричная модель. В некоторых исследованиях, например [3, 4], доказано, что результаты расчета по двумерной осесимметричной модели близки к экспериментальным данным, а в некоторых случаях погрешность расчета меньше, чем при использовании трехмерной модели. В работе [5] показано, что двумерная осесимметричная и трехмерная модели дают близкие значения распределения статического давления по длине эжектора.

Влияние моделей турбулентности на результаты расчета характеристик течения в эжекторе рассмотрено в [3]. Значения коэффициента эжекции, измеренные в процессе экспериментов на реальном эжекторе, сравнивались с результатами численных расчетов, выполненных с использова-

нием четырех различных моделей турбулентности. Хотя погрешности расчета по стандартной k – ϵ -модели, RNG k – ϵ -модели и модели Спалларта – Алмараса составили соответственно 3.80, –4.12 и 3.63%, расчеты по модифицированной k – ϵ -модели имели очень большую погрешность, которая равнялась –51.74%. Также было показано, что с помощью этой модели невозможно предсказать возникновение критического течения в горле эжектора.

В настоящем исследовании применялась стандартная k – ϵ -модель турбулентности. Также использовалась RNG k – ϵ -модель турбулентности, но оказалось, что она дает результаты, достаточно близкие к результатам расчетов по стандартной k – ϵ -модели.

Для пограничных слоев была принята стандартная пристенная функция, которая оказалась вполне достоверной и экономичной для выполнения расчетов [3].

Как уже отмечалось ранее, в настоящем исследовании в качестве рабочей и эжектируемой жидкости был выбран водяной пар. Плотность жидкости определялась по законам идеального газа при постоянных удельной теплоемкости, теплопроводности и вязкости. Предполагалось, что процесс является адиабатическим и теплообмен со стенками отсутствует, что вполне обосновано, если учитывать высокую скорость жидкости.

При решении основных уравнений использовался специальный алгоритм, с помощью которого можно определить поле давления по уравнению неразрывности. Для аппроксимации уравнений использовалась разностная схема против потока второго порядка точности. Критерий сходимости — уменьшение невязки до значения меньше 10^{-6} . После проверки влияния размеров расчетной сетки на получаемое решение для Э1 была выбрана сетка, состоящая из примерно 50 000 четырехугольных ячеек, а для Э2 — из 362 500 ячеек.

Результаты численных расчетов

Результаты расчетов методами численной гидродинамики для Э1 представлены на рис. 4 в виде зависимости коэффициента эжекции от давления в конденсаторе при разных давлениях рабочей p_p и эжектируемой p_s сред. Предполагалось, что известна только одна рабочая характеристика эжектора, полученная с помощью численных расчетов или эксперимента (базовая характеристика). На ее основе необходимо было получить характеристику при других граничных условиях без повторения численного расчета или эксперимента. На рис. 4 и далее такие характеристики будут обозначаться для соответствующих значений давлений следующим образом: p_p 600 – p_s 45, где $p_p = 600$ кПа

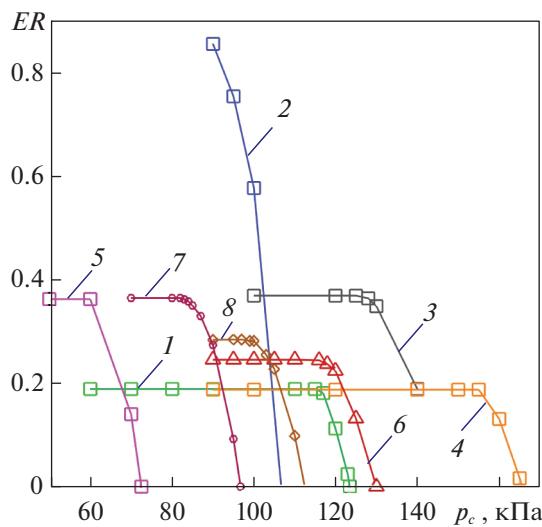


Рис. 4. Зависимости рассчитанного коэффициента эжекции от давления в конденсаторе для Э1 при разных давлениях рабочей p_p и эжектируемой p_s жидкостей.
1 – p_p600-p_s45 ; 2 – p_p300-p_s90 ; 3 – p_p600-p_s60 ; 4 – p_p800-p_s60 ; 5 – p_p300-p_s45 ; 6 – p_p600-p_s60 ; 7 – p_p500-p_s60 ; 8 – p_p400-p_s60

и $p_s = 45$ кПа. Для других значений давлений будут использоваться аналогичные обозначения.

Результаты численного моделирования и расчетов по теоретической модели для Э1 представлены в табл. 2. В качестве базовой была выбрана

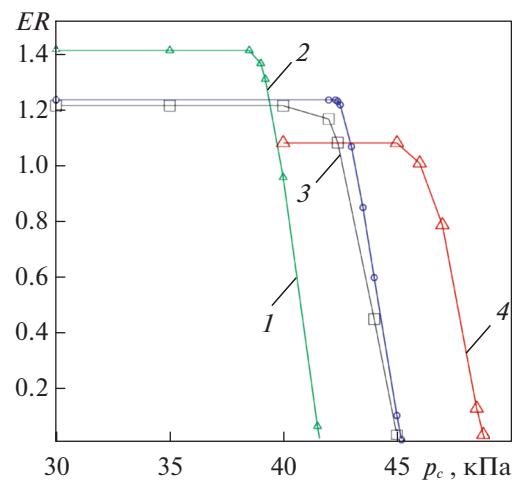


Рис. 5. Зависимость рассчитанного методом численного моделирования коэффициента эжекции от давления в конденсаторе для Э2 при разных давлениях рабочего и эжектируемого пара (воздуха).
1 – $p_p600-p_s22.85$ (пар); 2 – $p_p700-p_s22.85$ (пар); 3 – $p_p700-p_s22.85$ (вода); 4 – $p_p800-p_s22.85$ (пар)

характеристика, полученная при давлении рабочего пара на входе 400 кПа и давлении эжектируемого пара на входе 60 кПа (выделена в табл. 2 серым цветом), другие характеристики рассчитывались с помощью новой теоретической модели.

Аналогичная процедура была проделана и для эжектора 2. В качестве базовой была выбрана характеристика при давлениях на входе в эжектор

Таблица 2. Результаты численного моделирования и расчета по теоретической модели для Э1 при разных давлениях рабочего и эжектируемого пара. Базовая характеристика p_p400-p_s60

Характеристика	Метод расчета	Массовый расход пара, кг/с		ER	Противодавление, кПа	
		эжектирующего (рабочего)	эжектируемого		критическое	срыва
p_p400-p_s60	CFD	0.0041	0.0015	0.365	83.0	96.5
p_p300-p_s45	CFD	0.0031	0.0011	0.364	60.0	72.5
	Теоретическая модель	0.0031	0.0011	0.364	62.3	72.4
p_p600-p_s45	CFD	0.0061	0.0011	0.189	116.0	123.5
	Теоретическая модель	0.0061	0.0011	0.188	107.9	125.4
p_p800-p_s60	CFD	0.0080	0.0015	0.188	157.0	167.0
	Теоретическая модель	0.0080	0.0015	0.188	143.8	167.2
p_p600-p_s60	CFD	0.0061	0.0015	0.245	116.0	130.0
	Теоретическая модель	0.0061	0.0015	0.248	115.4	131.8
p_p500-p_s60	CFD	0.0051	0.0014	0.284	99.0	113.0
	Теоретическая модель	0.0051	0.0015	0.295	98.2	114.2
p_p600-p_s90	CFD	0.0061	0.0022	0.369	128.0	146.0
	Теоретическая модель	0.0061	0.0022	0.366	124.5	145.0

Таблица 3. Результаты численного моделирования (в числителе) и расчета по теоретической модели (в знаменателе) для Э2 при разных давлениях рабочего и эжектируемого пара. Базовая характеристика $p_p700-p_s22.85$

Параметр	Характеристика					
	$p_p700-p_s22.85$	$p_p600-p_s22.85$		$p_p800-p_s22.85$		значения
		значения	погрешность	значения	погрешность	
Массовый расход пара, кг/с:						
эжектирующего (рабочего)	0.530/–	0.458/0.457	0.2	0.602/0.602	0.0	
эжектируемого	0.654/–	0.649/0.654	0.8	0.651/0.654	0.5	
Коэффициент эжекции ER	1.234/–	1.417/1.430	0.9	1.080/1.087	0.6	
Противодавление, кПа:						
критическое	42.4/–	39.2/39.3	0.3	45.5/45.5	0.0	
срыва	45.3/–	41.7/42.0	0.8	48.8/48.6	–0.4	

рабочего пара 700 кПа и эжектируемого пара 22.85 кПа. Другие характеристики были получены с использованием новой теоретической модели и численного моделирования. Соответствующие результаты представлены в табл. 3 и на рис. 5. Видно, что массовые расходы рабочего и эжектируемого пара для двух других характеристик определены с максимальной погрешностью 0.8%. Что касается коэффициента эжекции, критического противодавления и давления срыва, то эти параметры для двух других характеристик определены с погрешностью 0.9, 0.3 и 0.8% соответственно. Хотя модель позволяет определить эти параметры с довольно высокой точностью, массовый расход рабочего пара рассчитывается наиболее хорошо.

Сравнение данных по коэффициенту эжекции, критическому противодавлению и давлению

срыва для эжекторов 1 и 2, представленных в табл. 2 и 3 соответственно, свидетельствуют о том, что теоретическая модель позволяет довольно точно рассчитать эти параметры. Это дает возможность отказаться от затратных расчетов методами численной гидродинамики, которые необходимо выполнить с учетом набора граничных условий для каждой рабочей характеристики. В частности, при изменении давлений рабочего и эжектируемого пара путем умножения на один и тот же масштабный множитель коэффициент эжекции остается постоянным, а критическое давление и давление срыва изменяются пропорционально указанному масштабному множителю. Это показано на рис. 6.

Далее предлагаемую теоретическую модель необходимо было проверить путем сравнения с опубликованными результатами расчетов методами численной гидродинамики для двух других эжекторов. В частности, далее анализируются результаты численного исследования эжектора, полученные в [6]. На рис. 7 представлены рассчитанные зависимости коэффициента эжекции от давления в конденсаторе для различных температур рабочего пара на входе в эжектор. Для проведения анализа в качестве базовой была выбрана характеристика CRMC135°C¹ (обозначение принято в [6]), соответствующая температуре рабочего пара 135°C, согласно которой коэффициент эжекции имеет значение примерно 0.55 при противодавлении меньше критического. В данном случае задача заключалась в оценке погрешности расчетов по предлагаемой модели коэффициентов эжекции при разных температурах рабочего пара на входе в эжектор. Следует отметить, что, в отличие от работы [6], в которой были заданы форма, размеры и граничные условия эжектора, для использования предложенной авторами на-

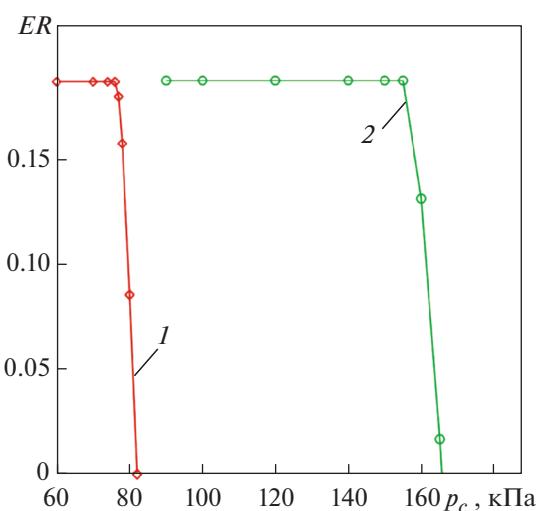


Рис. 6. Влияние удвоения давления на входе рабочего пара и эжектируемого пара на коэффициент эжекции, критическое противодавление и давление срыва для Э1.
1 – p_p400-p_s30 ; 2 – p_p800-p_s60

¹ Обозначение кривых дано, как в [6]; CRMC – характеристика с постоянной скоростью изменения импульса.

Таблица 4. Коэффициенты эжекции, рассчитанные по предлагаемой теоретической модели

Характеристика	Температура рабочего пара на входе в эжектор, °C	ER
CRMC135	135	0.550
CRMC130	130	0.638
CRMC140	140	0.477
CRMC145	145	0.415
CRMC150	150	0.362

стороной статьи модели требуется знание только ER эжектора при определенной температуре рабочего пара. Именно это и является очевидным преимуществом предлагаемой модели.

В табл. 4 представлены результаты расчетов коэффициента эжекции при различных температурах рабочего пара и давления насыщения, выполненных по предлагаемой теоретической модели. Затемненные ячейки соответствуют характеристике, выбранной в качестве базовой. Хотя точные значения коэффициента эжекции в работе [6] не указаны, очевидно, что ER , рассчитанные по предлагаемой модели, хорошо согласуются с данными, приведенными на рис. 7.

Далее рассматривается Э2, характеристики которого при разных граничных условиях представлены в качестве примера на рис. 3. Эти характеристики были рассчитаны методами численной гидродинамики в работе [7]. Для расчета коэффициента эжекции Э2 при разных темп-

ературах рабочего пара авторами настоящей работы использовалась такая же методика, какая применялась для расчета характеристик эжектора, исследованного в [6]. Результаты расчета приведены в табл. 5. Затемненная строка – базовая характеристика.

Как следует из этой таблицы, результаты расчетов коэффициента эжекции по предлагаемой в настоящей работе теоретической модели хорошо согласуются с данными численного моделирования [2].

Формулы, используемые для расчета эжектора при замене рабочей жидкости

В этом параграфе приводятся соотношения для расчета характеристик эжектора при замене насыщенного пара (рабочей жидкости) на другую рабочую жидкость. Формула, учитывающая влияние рабочей жидкости, представляет собой обобщение выражения (6), которое можно представить следующим образом:

$$\frac{m'_p}{m_p} = \frac{p'_p}{p_p} \sqrt{\frac{T_p}{T'_p}} \frac{\sqrt{\frac{\gamma'}{R'}} \left(\frac{\gamma' + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}, \quad (15)$$

где величины со штрихом относятся к новой рабочей жидкости.

Выражение (7) для эжектируемой жидкости также можно записать в аналогичном обобщенном виде:

$$\frac{m'_s}{m_s} = \frac{p'_s}{p_s} \sqrt{\frac{T_s}{T'_s}} \frac{\sqrt{\frac{\gamma'}{R'}} \left(\frac{\gamma' + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}. \quad (16)$$

Новое значение критического противодавления можно рассчитать по следующей формуле:

$$\frac{p'_c}{p_c} = \sqrt{\frac{(m'_s T'_s + m'_p T'_p)(m'_s + m'_p)}{(m_s T_s + m_p T_p)(m_s + m_p)}} / F, \quad (17)$$

где

$$F = \frac{\sqrt{\frac{\gamma'}{R'}} \left(\frac{\gamma' + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}. \quad (18)$$

Постоянный коэффициент F в (18) является характерным параметром при переходе от одной жидкости к другой. Так, при замене пара на воздух его значение составляет 1.284. В новых усло-

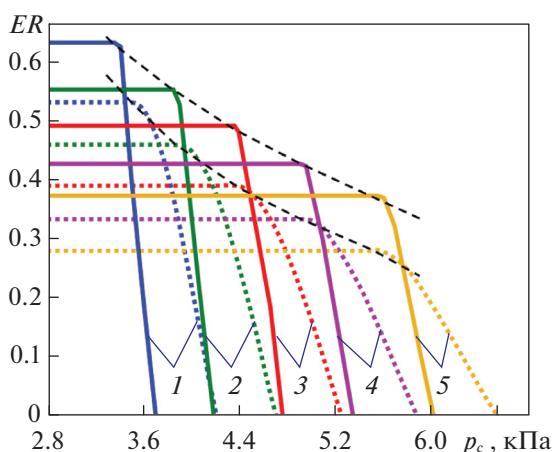


Рис. 7. Зависимости коэффициента эжекции от давления в конденсаторе, рассчитанные методом численного моделирования [6]; CRMC обозначены сплошными линиями, CRM² – пунктирными линиями.
Температура рабочего пара на входе в эжектор, °C: 1 – 130; 2 – 135; 3 – 140; 4 – 145; 5 – 150

² Смешивание при постоянном давлении.

Таблица 5. Результаты расчета по предлагаемой теоретической модели коэффициента эжекции для эжектора, исследованного в [2]

Номер характеристики	Температура жидкости (пара), °C		Коэффициент эжекции ER	
	рабочей	эжектируемой	численный расчет	расчет по теоретической модели
1	130	10	0.390	—
2	120	10	0.520	0.530
3	130	5	0.270	0.277

Таблица 6. Характеристики Э2, рассчитанные по предлагаемой теоретической модели и методом численного моделирования при использовании в качестве рабочей жидкости воздуха и пара

Рабочая жидкость	Метод расчета	Массовый расход пара, кг/с		ER	Противодавление, кПа	
		рабочего	эжектируемого		критическое	срыва
Водяной пар	CFD	0.530	0.654	1.234	42.4	45.3
Воздух	CFD Теоретическая модель	0.686 0.681	0.833 0.838	1.214 1.231	42.0 42.4	45.3 45.3

виях в качестве рабочей жидкости принимается воздух. Следует отметить, что, хотя численные решения получают для новых рабочей и эжектируемой жидкостей, формулы, используемые в теоретической модели, можно применять независимо к каждому потоку. Например, можно рассчитать характеристики парового эжектора, в котором рабочей жидкостью является водяной пар, а эжектируемой жидкостью – воздух.

Влияние замены рабочей жидкости на характеристики эжектора

Рассмотренные ранее Э1 и Э2 были выбраны для исследования влияния изменения рабочей жидкости на их характеристики. Для Э2, размеры которого указаны в табл. 1, в качестве базовой использовалась рабочая характеристика, соответствующая случаю, когда и рабочей, и эжектируемой жидкостью является пар. Давление жидкостей на входе в эжектор составляло 700 и 22.85 кПа соответственно. Затем как рабочий, так и эжектируемый пар был заменен на воздух, имеющий иную температуру насыщения. Предполагалось, что согласно формулам (15)–(18) замена рабочей и

эжектируемой жидкостей приведет к увеличению массового расхода каждого потока в F раз (как уже отмечалось, при переходе с пара на воздух коэффициент F составляет 1.284). Кроме того, было получено, что коэффициент эжекции, критическое противодавление и противодавление срыва при такой замене не изменяются. Результаты расчетов по предлагаемой теоретической модели и результаты численного моделирования для Э2 при работе на воздухе и водяном паре представлены в табл. 6. Расхождение между ними составляет 1.38% для коэффициента эжекции и 0.94% для критического противодавления. Противодавление срыва практически совпало с данными численного моделирования, так как оно рассчитывалось по одной и той же методике.

Влияние температуры рабочей и эжектируемой жидкостей на характеристики эжекторов

Влияние температуры на массовый расход рабочей и эжектируемой жидкостей для Э1 было проанализировано с помощью методов численной гидродинамики и с применением предлагаемой теоретической модели. Результаты расчетов,

Таблица 7. Результаты численного расчета и полученные с помощью предлагаемой теоретической модели

Температура, K	Численный расчет (CFD)			Теоретическая модель		
	m_p	m_s	ER	m_p	m_s	ER
300	0.0063	0.0021	0.34	—	—	—
400	0.0054	0.0018	0.34	0.0054	0.0018	0.34
500	0.0049	0.0016	0.34	0.0049	0.0016	0.34
600	0.0044	0.0015	0.33	0.0044	0.0015	0.34
700	0.0041	0.0014	0.33	0.0041	0.0014	0.34

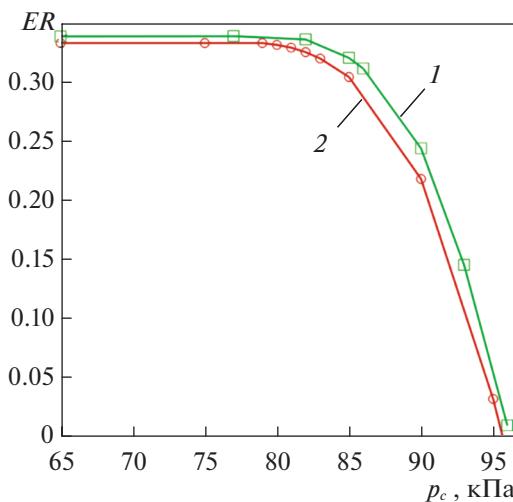


Рис. 8. Результаты численного CFD-расчета зависимости коэффициента эжекции от противодавления в конденсаторе эжектора Э1 при удвоении температуры рабочего и эжектируемого воздуха.
Характеристика p_p400-p_s60 при температуре, К: 1 – 300; 2 – 600

полученные для эжектора, в котором в качестве рабочей и эжектируемой жидкостей использовалась воздух, представлены в табл. 7. В этом исследовании в качестве базовой была выбрана характеристика при 300 К. Из этой таблицы следует, что результаты, полученные с помощью теоретической модели, хорошо согласуются с данными численного CFD-расчета.

В используемой методике температуры рабочей и эжектируемой жидкостей умножаются на один и тот же коэффициент. В рассматриваемом случае температуры обеих жидкостей удваиваются. Из соотношения (16) можно получить

$$m \propto \frac{1}{\sqrt{T}}. \quad (19)$$

Таким образом, при увеличении температуры обоих потоков путем умножения на один и тот же коэффициент их массовый расход возрастет пропорционально и в итоге коэффициент эжекции не изменится. Кроме того, в соответствии с результатами расчетов по предлагаемой теоретической модели критическое противодавление и противодавление срыва должны оставаться постоянными, так как оба эти параметра зависят от температуры. Представленные на рис. 8 результаты расчетов, полученные методами численного моделирования, подтверждают этот вывод. Для расчетов использовалась базовая характеристика эжектора Э1 p_p400-p_s60 . Видно, что коэффициент эжекции, критическое противодавление и противодавление срыва остаются практически постоянными для характеристик, полученных для температур 300 и 600 К.

Дальнейшие расчеты позволили сделать еще один важный вывод. При изменении температуры рабочего пара и постоянной температуре эжектируемой жидкости изменение массового расхода рабочего пара существенно влияет и на массовый расход эжектируемой жидкости. Однако, если температура эжектируемой жидкости постоянна при регулировании температуры рабочего пара, массовый расход рабочего пара изменяется незначительно. Этот необычный эффект можно объяснить прохождением рабочего пара через сверхзвуковое сопло, которое делает его менее чувствительным к влиянию изменения массового расхода эжектируемой жидкости. В данном случае основное влияние на этот показатель оказывает изменение давления в камере смешения.

ВЫВОДЫ

Целью настоящего исследования являлась разработка модели, основанной на законах идеального газа, для оценки эксплуатационных характеристик эжектора при изменении давления и температуры рабочей или эжектируемой жидкости, а также при использовании другой рабочей жидкости. Модель была проверена путем сопоставления с результатами расчетов методами численной гидродинамики эжекторов с различными геометрическими характеристиками при различных граничных условиях, включая несколько особых режимов. Основные результаты исследования следующие.

1. С помощью простой и понятной теоретической модели, предложенной в настоящей работе, можно с довольно высокой точностью (погрешность не превышала 1% для всех изученных режимов) рассчитать следующие характеристики эжектора: массовые расходы рабочего (эжектирующего) и эжектируемого пара, коэффициент эжекции, критическое противодавление и противодавление срыва. В этой модели используется одна рабочая характеристика при различных граничных условиях. Погрешность расчета по модели определялась путем сравнения полученных результатов с результатами расчета методом численной гидродинамики.

2. Предложенную модель можно использовать для эжекторов, работающих на различных жидкостях при их разных температурах и давлениях. Погрешность расчета по предлагаемой теоретической модели эксплуатационных характеристик при замене пара как рабочей жидкости на воздух определяли, сопоставляя результат с данными соответствующих расчетов методом численной гидродинамики. Погрешность составила 1.38% для коэффициента эжекции и 0.94% для критического противодавления. Значения противодавления срыва были очень близки к результатам численного моделирования.

3. Новая теоретическая модель и численное моделирование использовались для оценки влияния температуры рабочей и эжектируемой жидкостей на их расходы. В этом исследовании рабочие характеристики, полученные обоими способами, практически совпали, что подтверждает применимость модели при различных температурах.

4. Предлагаемая модель хорошо описывает влияние температуры только тогда, когда температуры рабочей и эжектируемой жидкостей изменяются путем умножения на один и тот же коэффициент.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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)
2. 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>
3. Hart J.H. Supersonic ejector simulation and optimisation. PhD thesis, University of Sheffield, 2002.
4. Experimental and numerical analysis of supersonic air ejector / D. Chong, M. Hu, W. Chen, J. Wang, J. Liu, J. Yan // Appl. Energy. 2014. V. 130. P. 679–684. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.02.023>
5. 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>
6. Bumrungthaichaiachan E., Ruangtrakoon N., Thongtip T. Performance investigation for CRMC and CPM ejectors applied in refrigeration under equivalent ejector geometry by CFD simulation // Energy Rep. 2022. V. 8. P. 12598–12617. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.09.042>
7. Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries // Int. J. Therm. Sci. 2007. V. 46. Is. 8. P. 823–833. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.012>

Development of a Theoretical Model for Predicting Performance of a Gas Ejector in Different Boundary Conditions and Working Fluids

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

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

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

Abstract—Ejectors are devices designed to suck fluid, steam or gas (primary fluid) from a closed space using a powerful jet of steam (secondary fluid), usually operated under specified boundary conditions using specific working fluids. If ejectors are to be used under new boundary conditions, predicting their performance requires either numerical or experimental studies. This paper presents a simple theoretical model capable of accurately predicting the performance of an ejector, given its geometry and boundary conditions, under different operating conditions. The model can predict the entrainment ratio, critical back pressure, and break-up back pressure using a given simple performance curve. The accuracy of the model is validated using computational fluid dynamics (CFD) simulations. Two ejectors with different geometries, dimensions, and boundary conditions are studied using ANSYS Fluent 19.2, and the results are compared with those from two other studies. The model successfully predicts the performance of all four ejectors across a wide range of operating conditions. Finally, the model is extended to any working fluid and temperature and validated numerically using air as the working fluid instead of water vapor. The results show that the model has an entrainment ratio error of less than 2%. It's worth noting that this model's applicability is contingent upon simultaneous changes to both the primary and suction streams by the same factor. Under these conditions, the model aligns closely with CFD-simulations.

Keywords: supersonic steam ejector, theoretical model, performance curve, entrainment ratio, critical back pressure, break-up back pressure, working fluid, pressure ratio