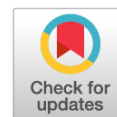


DOI: <https://doi.org/10.17816/RF632135>

Алгоритм проектирования эжекторов CO₂ на основе вычислительной гидродинамики

Knut Ringstad¹, Krzysztof Banasiak², Armin Hafner¹¹ Норвежский университет науки и технологии, Тронхейм, Норвегия;² SINTEF Energy, Тронхейм, Норвегия

АННОТАЦИЯ

В данной работе представлен новый алгоритм формирования базы данных вычислительной гидродинамики для эжекторов CO₂. Объясняется алгоритм и обсуждаются его детали. Приводится пример формирования базы данных вычислительной гидродинамики на основе конструирования эжектора для применения в промышленности. Исследуется конструкция эжектора с различными конструктивными параметрами и сравнивается с предложенной конструкцией. На основе полученных численных результатов предлагаются улучшения конструкции, а также окончательный ее вариант. Эжектор в окончательной конструкции отличался высоким КПД, смоделированное значение которого составляло 46% в расчетной точке, а также оценивается и обсуждается КПД эжектора для условий, отличающихся от расчётных.

Ключевые слова: R744; эжектор; вычислительная гидродинамика; численное моделирование; конструкция эжектора.

Настоящая статья представляет собой перевод статьи Ringstad K, Banasiak K, Hafner A. CFD-based design algorithm for CO₂ ejectors. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies.

Ohrid: IIF/IIR, 2021. DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0012

Публикуется с разрешения правообладателя.

Как цитировать:

Ringstad K., Banasiak K., Hafner A. Алгоритм проектирования эжекторов CO₂ на основе вычислительной гидродинамики // Холодильная техника. 2023. Т. 112, № 2. С. 109–117. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF632135>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF632135>

CFD-based design algorithm for CO₂ ejectors

Knut Ringstad¹, Krzysztof Banasiak², Armin Hafner¹

¹ Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway;

² SINTEF Energy, Trondheim, Norway

ABSTRACT

In this work, a novel CFD-database generation algorithm for CO₂ ejectors is presented. The algorithm is explained and its details discussed. A case for CFD database generation is then performed based on an ejector design for an industry client. The ejector design is investigated with different design parameters around the suggested design. Design improvements are suggested based on the numerical results, and a final design is suggested. The final design had a high ejector efficiency of simulated to be 46% at the design point, and the ejector performance is evaluated and discussed for off-design conditions.

Keywords: R744, ejector, Computational Fluid Dynamics, numerical modelling, ejector design.

This article is a translation of the article by Ringstad K, Banasiak K, Hafner A. CFD-based design algorithm for CO₂ ejectors. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021.

DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0012

Published with the permission of the copyright holder

To cite this article:

Ringstad K, Banasiak K, Hafner A. CFD-based design algorithm for CO₂ ejectors. *Refrigeration Technology*. 2023;112(2):109–117.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF632135>

Received: 17.05.2024

Accepted: 17.05.2024

Published online: 17.06.2024

1. ВВЕДЕНИЕ

В отрасли систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха многочисленные исследования посвящены природным и экологически чистым рабочим веществам, что подтверждает ускоряющийся темп перехода на более экологичные решения. Из природных хладагентов CO₂ считается высокоэффективным и экономичным решением для многих областей применения систем охлаждения. Во многих случаях системы на основе CO₂ могут быть значительно усовершенствованы за счет применения эжекторов. Эжекторы — это устройства для получения работы, использующие расширение «движущей силы» высокого давления, перекачивающие вторичный поток «всасывания» из зоны низкого давления. Отношение эжектируемого потока всасывания к рабочему потоку называется коэффициентом эжекции (ER):

$$ER = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_m} \quad (1)$$

Эффективность эжектора может быть определена отношением фактической и максимальной теоретической работы, подробно описанном в работе [1]:

$$\eta_{ejector} = ER \frac{h_{s,iso} - h_s}{h_m - h_{m,iso}} \quad (2)$$

Рост использования решений на основе эжекторов способствовал увеличению числа исследований в области их проектирования и моделирования. В последние годы особое внимание уделяется разработке усовершенствованных моделей вычислительной гидродинамики для прогнозирования КПД эжектора CO₂ [2]. Подробный обзор разработки модели эжектора CO₂ предложен в статье [3].

Алгоритмы проектирования эжекторов на основе вычислительной гидродинамики были опубликованы в предыдущих работах [4, 5]. В работах [4, 5] описан алгоритм оптимизации формы, использующий инструмент EjectorPL. В указанных работах для поиска конструктивных улучшений по 6 параметрам геометрии формы, а именно: диаметр смесительной камеры, длина смесительной камеры, рабочее сопло, длина камеры предварительного смешивания, угол сходимости и расхождения рабочего сопла и диаметр выходного отверстия рабочего сопла применялись алгоритмы генетической оптимизации. Недавно [6] было проведено исследование ковариации между 3 параметрами геометрии формы и увеличением эксергии потока. Полученные результаты позволили сделать вывод, что для выявления улучшений в конструкции необходимо одновременно учитывать синергистические эффекты нескольких параметров эжектора. Аналогичные результаты были получены в [7].

В рамках данной работы модель вычислительной гидродинамики однородного равновесного двухфазного

эжектора реализована в виде полностью автоматизированного алгоритма для создания баз данных вычислительной гидродинамики. Затем полученная база данных вычислительной гидродинамики используется для проектирования эжектора, который применяется в новой промышленной теплонасосной системе. Конструкция исследуется на предмет работы в условиях, отличающихся от расчётных.

2. МНОГОФАЗНАЯ МОДЕЛЬ

В данной работе для расчета двухфазного потока CO₂ в эжекторе используется гомогенная равновесная модель (GPM). Модель реализована в программном обеспечении ANSYS версии 19.3 с пользовательскими функциями для свойств потока и переноса энтальпии.

В основе ГПМ лежит энтальпийная формула, предложенная в [8]. Модель предполагает термодинамическое, тепловое и механическое равновесие фаз. Усредненный набор уравнений для жидкой и паровой фаз представлен в виде уравнений 1–3:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho_m u_{mj}] = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m u_{mi}) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_{mi} u_{mj} + \rho_m \delta_{ij} - \tau_{mij}] = 0, \quad (4)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u} h) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla h) + \dot{S}_{h1} + \dot{S}_{h2} + \dot{S}_{h3}, \quad (5)$$

Здесь h — удельная энтальпия, $\vec{u}$ — вектор скорости, k_{eff} — эффективный коэффициент диффузии, а слагаемые правой части уравнения $\dot{S}_h$ 1,2,3 описывают механическую энергию, необратимое рассеивание кинетической энергии и рассеивание турбулентной кинетической энергии соответственно [8]. Термодинамическое состояние в этом случае однозначно определяется давлением и энтальпией при однородном равновесии:

При однородном равновесии энтальпия и давление однозначно определяют термодинамическое состояние двухфазного потока:

$$\rho, \mu, k, \alpha, T, q, c = f(p, h) \quad (6)$$

В качестве модели турбулентности используется реализуемая модель турбулентности k - ϵ с масштабными пристеночными функциями.

3. СРЕДСТВО ФОРМИРОВАНИЯ БАЗЫ ДАННЫХ

3.1. Структура базы данных

Для удобства использования база данных организована в виде сценариев. Сценарий содержит набор результатов, сеток, настроек постобработки и алгоритмов.

Настройки могут быть изменены для каждой конструкции эжектора в соответствии с требованиями пользователя, например, изменены настройки вычислительной гидродинамики, настройки сетки и настройки алгоритма выборки.

3.1.1. Параметры и выборка из базы данных

Каждый сценарий содержит отдельную базу данных параметров модели. Параметры модели могут быть изменены, и в зависимости от требований могут быть добавлены дополнительные параметры. К числу таких параметров относятся параметры модели вычислительной гидродинамики, граничные условия и параметры формы, которые определяют конструкцию эжектора и условия его работы. База данных также содержит ряд выходных данных, в частности, прогнозируемые массовые расходы и другие показатели эффективности.

Каждый параметр можно определить как признак. Признак — это параметр, который находится в выборке из базы данных. Остальные параметры сохраняются в соответствии с заданными базовыми условиями. Выборка может быть выполнена линейным методом между двумя значениями. При этом для выборки пространства признаков может использоваться заполнение пространства или конструкция латинского гиперкуба пространства признака. Для алгоритма проектирования эжектора при расчете используется список из 16 геометрических параметров и 5 значений граничных условий. В данной работе исследуемыми признаками будут являться диаметр горловины рабочего сопла, D_t , диаметр выходного отверстия рабочего сопла, D_{mo} , длина смесительной камеры, L_{mix} и её диаметр, D_{mix} .

3.1.2. Свойства

Для этих расчетов используется справочная таблица CO_2 в модели ГРМ, сформированной с помощью библиотеки CoolPack. Однако алгоритм можно легко применить к другим рабочим средам.

3.2. Численный решатель и его настройка

В качестве численного решателя используется комплексное решение на основе давления (Pressure-based

Coupled) для двумерного осесимметричного потока. Для переменных переноса импульса, k , энтальпии используются схемы дискретизации второго порядка против потока, а для давления — схема PRESTO. Использовался устойчивый решатель с показателем критерия Куранта-Фридрихса-Леви, которое увеличивалось от 0,3 до 0,5 во время моделирования.

Впускные отверстия определяются как входные отверстия для нагнетания с граничными условиями Дирихле с постоянным значением. Выходное отверстие эжектора определяется как выходное отверстие под давлением с граничным условием нулевого градиента Неймана для энтальпии. На всех входах и выходах была задана интенсивность турбулентности 5% и коэффициент турбулентной вязкости 10. К стенкам эжектора применяется шероховатость 2 микрометра, адиабатические граничные условия без проскальзывания. Граничные условия давления и энтальпии на входе, всасывании и выходе были определены на основе входных условий из базы данных.

3.3. Алгоритм генерации сетки

Сетки были сгенерированы с помощью программного обеспечения ANSYS ICEM с автоматизированным скриптом для настройки геометрии с использованием RPL-файлов. Для создания геометрии скрипт использует 16 входных данных из базы данных. Затем на основе указанных настроек сетки автоматически производится выстраивание геометрии по сетке. Созданные сетки обладают высоким ортогональным качеством и уточняются в областях с большой вариацией потока. Скрипт способен работать с 2D и 3D сетками. Однако, из-за высокой вычислительной нагрузки в данной работе используются 2D сетки. Для подобных эжекторов было проведено несколько численных исследований сетки с использованием модели ГРМ [8]. В целом, эти работы показали, что примерно 20–40 тыс. клеток достаточно для воспроизведения потока эжектора. В рамках этой работы также были протестированы различные типы сеток, и разница между сеткой X-клеток и сеткой Y-клеток оказалась незначительной.

3.4. Сходимость

Вычисления проводились на 2-х 24-ядерных процессорах AMD Ерус с тактовой частотой 2,0 ГГц. На 8 параллельных ядрах вычисления заняли примерно 2–4 часа, чтобы достичь заданного критерия сходимости для сетки 70 тыс. клеток. Скрипт также может работать на удаленном кластере для ускорения вычислений, однако эта возможность не использовалась в данной работе.

3.5. Графический интерфейс пользователя

Для упрощения проектирования эжектора был реализован графический пользовательский интерфейс (GUI). Графический интерфейс даёт пользователю возможность

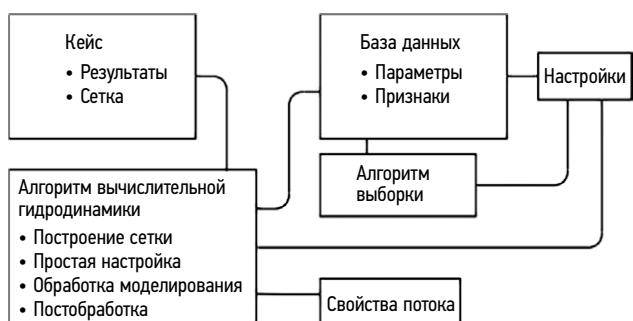


Рис. 1. Структура базы данных.

Fig. 1. Database layout.

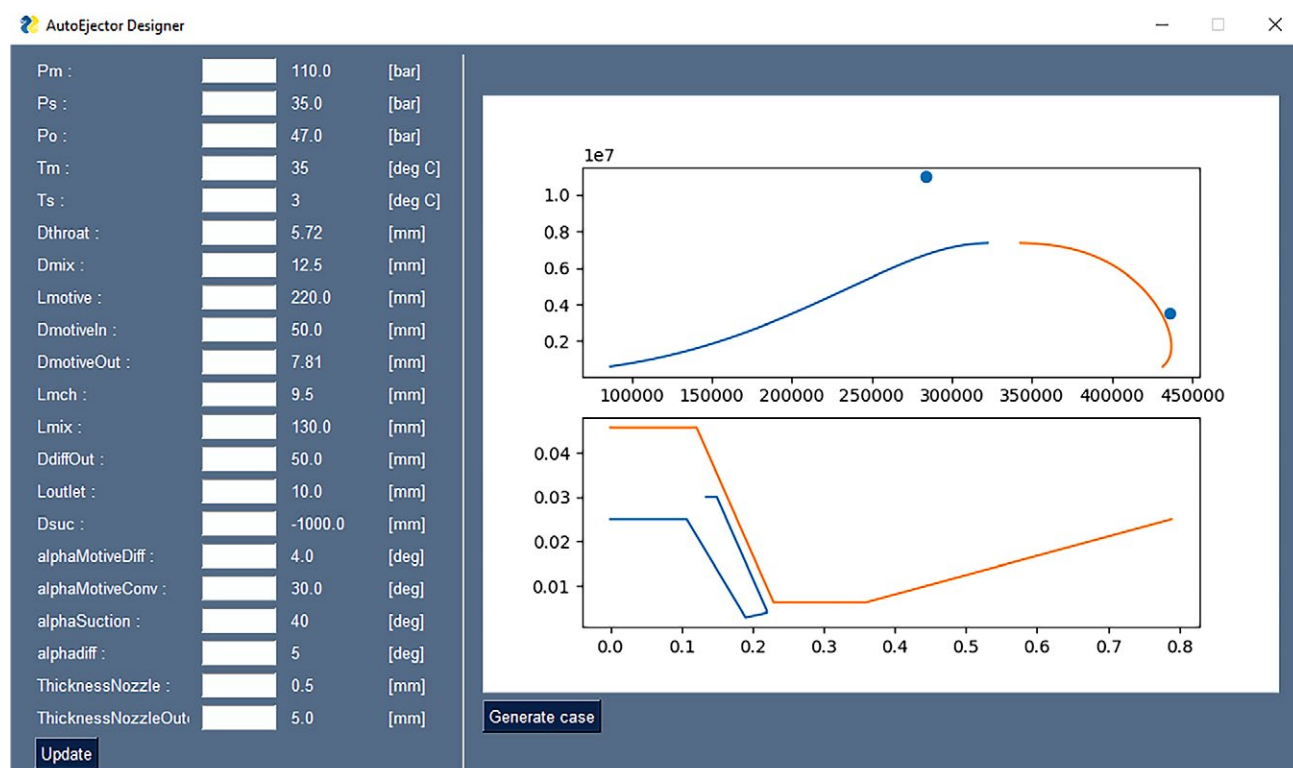


Рис. 2. Графический пользовательский интерфейс.

Fig. 2. Graphical user interface.

выбрать начальные значения параметров и увидеть, как выбор влияет на конструкцию эжектора. Это позволяет лучше понимать и ускорять процесс проектирования эжектора.

3.6. Методология проектирования AutoEjector

Для быстрого проектирования эжектора на основе вычислительной гидродинамики используется алгоритм построения базы данных AutoEjector. Расчетный пример представляет собой эжектор для применения в тепловых насосах, компактная конструкция которого будет впоследствии увеличена. Процесс проектирования осуществляется в три этапа:

- Согласование конструкции рабочего сопла в расчетной точке.
- Оптимизация смесительной камеры.
- Составление газодинамической характеристики работы в условиях, отличающихся от расчетных.

Начальный этап необходим для настройки массового расхода эжектора. Диаметр горловины рабочего сопла эжектора увеличивается до тех пор, пока не будет достигнут заданный массовый расход. Принимая во внимание заданный угол сходимости и расходимости рабочего сопла, геометрия рабочего сопла определяется диаметром выходного отверстия рабочего сопла D_{mo} . Затем диаметр выходного отверстия увеличивают до тех пор, пока давление не сравняется с давлением в смесительной камере.

Вторым шагом является проектирование эффективной смесительной камеры. Диаметр и длина смесительной камеры исследуются с помощью большой базы данных с различными длинами и диаметрами смесительных камер. Затем на основе этих результатов оценивается оптимальная конструкция. Другие параметры в рамках этой методики не оценивались. Тем не менее, конечная цель состоит в том, чтобы дополнить этот инструмент технологией машинного обучения для оптимизации всей геометрии эжектора на этом этапе.

Последним этапом является оценка эжектора в условиях, отличающихся от расчетных. Это достигается путем расчета КПД эжектора при различных повышениях давления и давлении рабочего потока. Также этот шаг планируется автоматизировать с помощью алгоритма машинного обучения для составления газодинамической характеристики.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

4.1. Проектные изыскания

Заказчиком по проекту был разработан эжектор с массовым расходом 2,5 кг/с в расчетной точке: давление рабочего потока 110 бар, температура рабочего потока 37 °C, давление всасывания 35 бар, температура всасывания выше на 5 °C, повышение давления 12 бар.

Проектные изыскания проводились в соответствии с заранее разработанной методологией проектирования. Для этого была создана одна база данных для каждого этапа проектирования, т.е. одна для диаметра рабочей горловины и выходного отверстия, одна для диаметра и длины секции смешивания и одна для различных подъемов давления.

В табл. 2 приведены прогнозируемые массовые расходы при различном диаметре горловины рабочего сопла. Так как в каждом конкретном случае ГРМ прогнозирует массовый расход рабочего потока, расчетное значение было установлено на 7,3 мм, что дает рабочий массовый расход 2,48 кг/с.

Диаметр выходного отверстия рабочего сопла является параметром, определяющим расширение потока рабочего сопла, и должен быть отрегулирован в соответствии с потоком в расчетной точке. Результаты представлены в табл. 3. Был выбран диаметр выходного отверстия $D_{mo}=9,7$ мм, а профиль расширения был проверен на близость к идеальному для расчетной точки.

Таблица 1. Конструкция диаметра горловины рабочего сопла
Table 1. Motive nozzle throat diameter design

Расчетный параметр	Значение [мм]	Рабочий массовый расход [кг/с]
Dthroat	5.72	1.53
	6	1.69
	6.5	1.98
	7	2.29
	7.5	2.64
	7.12	2.37
	7.24	2.45
	7.36	2.54

Таблица 2. Расчет диаметра выходного отверстия рабочего сопла

Table 2. Motive nozzle outlet diameter design

Расчетный параметр	Значение [мм]	Струя газа
Dmo	9.0	Недостаточно расширенная
	9.2	Недостаточно расширенная
	9.5	Слегка нерасширенная
	10.5	Слегка перерасширенная
	12.0	Сильно перерасширенная
	13.0	Сильно перерасширенная

На втором этапе проектирования будет оптимизирована смесительная камера, чтобы максимизировать поток всасывания. По соображениям конфиденциальности полная геометрия эжектора будет представлена в безразмерном виде, как соотношение между расчетным и конечным параметрами конструкции. Диаметр смесительной камеры рассчитывали исходя из соотношения D_{mix}/D_{throat} , на основании чего была проведена выборка соседних точек данных. Результаты представлены в табл. 3.

На основании этих результатов в процессе совместного изменения L_{mix} и D_{mix} были проверены диаметры смешивания с наибольшим массовым расходом эжектируемого потока (III, IV, V). Результаты представлены в табл. 4. Длина смесительной камеры незначительно влияла на массовый расход эжектируемого потока. Окончательная конструкция была выбрана на основе наилучших характеристик полученных размеров.

С учетом оптимизации конструкции в расчетной точке КПД эжектора составил 46%.

Таблица 3. Расчетный диаметр смесительной камеры, $L/L_{final} = 0,76$

Table 3. Mixing chamber diameter design, $L/L_{final} = 0.76$

Расчетный	D_{mix} / D_{mix_final}	Массовый расход всасывания [кг/с]
I	0.91	0.91
II	0.94	1.01
III	0.97	1.11
IV	1	1.17
V	1.06	1.14
VI	1.17	0.81

Таблица 4. Конструкция смесительной камеры по длине и диаметру

Table 4. Mixing chamber length and diameter design

D_{mix} / D_{mix_final}	L_{mix} / L_{mix_final}	Всасывание Массовый расход [кг/с]
0.97	1	0.993
0.97	1.06	1.013
0.97	1.17	1.010
1	1	1.195
1	1.06	1.191
1	1.17	1.186
1	1.2	1.171
1.06	1	1.184
1.06	1.06	1.177
1.06	1.17	1.166
1.06	1.27	1.097

4.2. Газодинамическая характеристика работы в условиях, отличающихся от расчетных

В заключение, проверяется работа эжектора при различных подъемах давления, как представлены в табл. 5. Результаты показывают, что конструкция эжектора способна работать при подъемах давления до 17–18 бар. Максимальная эффективность эжектора достигается в расчетной точке 12 бар, а при подъеме давления свыше 14 бар эффективность быстро падает.

На рис. 3 показано распределение скорости в смесительной камере для различных значений подъема давления. Поток четко переходит от длинной ударной волны к короткому ядру с высокой скоростью течения по мере увеличения подъема давления. Здесь также показано,

как эжектируемый поток переходит от сверхзвукового клинообразного потока к дозвуковому потоку для более высокого подъема давления.

Полное 2D или 3D распределение потока, как показано на рисунке 3, дает исключительный инструмент для исследования потока, недоступный для более простых 0D или 1D подходов. Например, эти модели способны определить вихревые потоки, препятствующие эжектированию, или подробно описать процесс смешивания в различных частях эжектора. Поскольку моделирование на основе вычислительной гидродинамики основано на меньшем количестве допущений, чем альтернативные 0D- или 1D-подходы, оно также может применяться к более широкому спектру геометрических размеров и потоков, которые не входят в сферу применения более

Таблица 5. Газодинамическая характеристика работы в условиях, отличающихся от расчетных при различных подъемах давления
Table 5. Off- design performance at varied pressure lifts

Подъём давления (бар)	Рабочий массовый расход, кг/с	Массовый расход всасывания, кг/с	КПД эжектора (-) Уравнение (2)
8	2.482	1.260	0.30
10	2.482	1.258	0.39
12	2.482	1.195	0.46
14	2.482	0.898	0.42
16	2.482	0.403	0.22
18	2.482	-0.084	-0.05

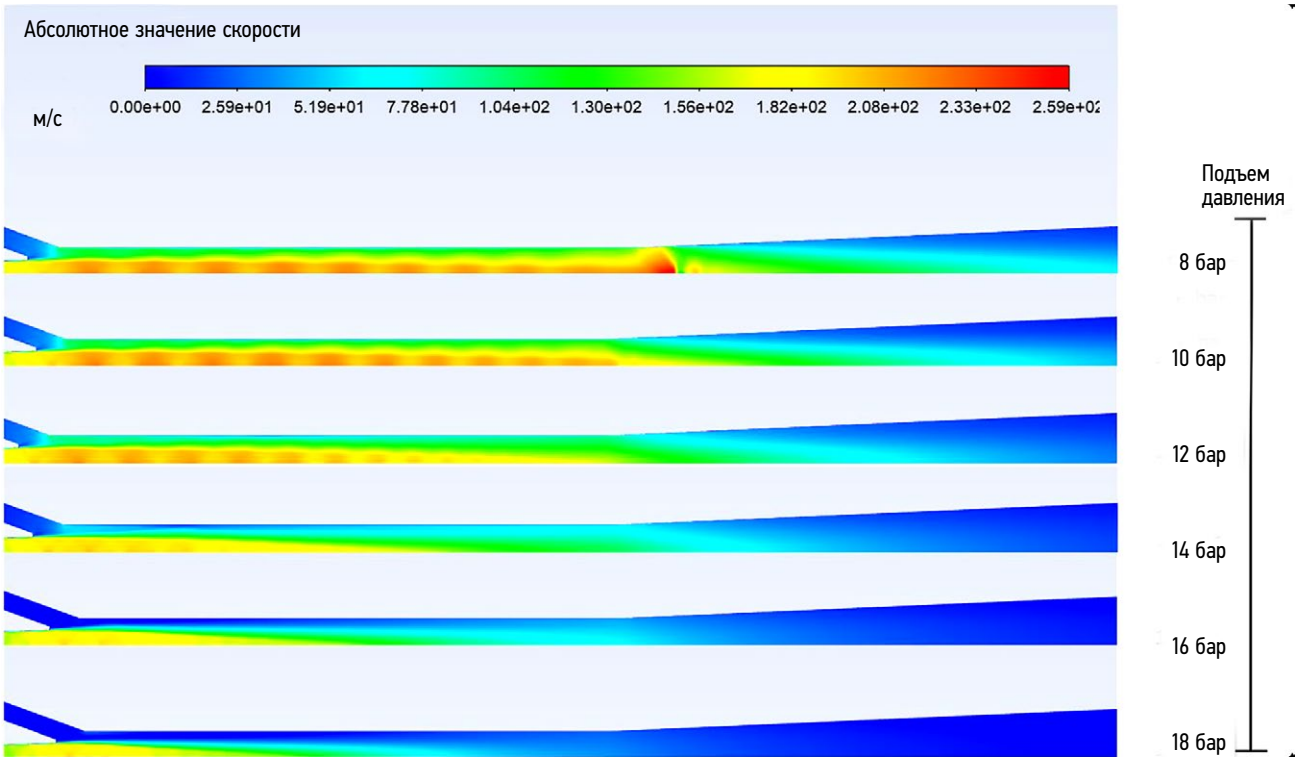


Рис. 3. Распределение скоростей в смесительной камере и диффузоре при различных подъемах давления.
Fig. 3. Velocity distribution in mixer and diffuser at different pressure lifts.

простых подходов. Стоимость использования вычислительной гидродинамики по сравнению с другими подходами является стоимостью вычислений, так как расчет одной рабочей точки может занять несколько часов по сравнению с минутами при подходах с более низкой размерностью.

4.3. Обсуждение

Алгоритм проектирования на основе баз данных вычислительной гидродинамики имеет большие перспективы для быстрой проверки различных вариантов геометрии и условий эксплуатации. Автоматическое построение сетки и настройка вычислительной гидродинамики значительно сокращают время проектирования и снижают вероятность ошибок при выполнении этих действий. Представленная методология проектирования показывает, что этот подход позволяет найти эффективные конструкции эжекторов и является идеальным для автоматизации. Полностью автоматизированный алгоритм проектирования, основанный на таком подходе, предстоит сформулировать в рамках дальнейшей работы.

Еще одно потенциальное применение этого инструмента проектирования баз данных — создание образцов данных для алгоритма машинного обучения. Эта работа уже ведется, и потенциально её результатом может быть нахождение более эффективной конструкции за счет использования передовых методов оптимизации проектных данных эжектора.

5. ВЫВОДЫ

Представлен автоматизированный подход к формированию баз данных эжекторов на основе вычислительной гидродинамики. Этот подход позволяет генерировать данные вычислительной гидродинамики для эжекторов общей геометрии и в широком диапазоне условий эксплуатации. Объясняются и обсуждаются схема и структура программы, а алгоритм используется при проектировании

эжектора для промышленности. Алгоритм позволил значительно ускорить процесс проектирования и получить эффективную конечную конструкцию.

Обсуждаются преимущества использования моделей вычислительной гидродинамики и исследуется работа эжектора при подъемах давления, отличающихся от расчётных.

БЛАГОДАРНОСТИ

Работа является частью проекта HighEFF — Centre for an Energy Efficient and Competitive Industry for the Future («Центр энергоэффективной и конкурентоспособной промышленности будущего») — 8-летнего исследовательского центра в рамках программы FME (Centre for Environment-friendly Energy Research («Центр исследований в области экологически безопасной энергетики»), 257632/E20). Авторы выражают благодарность за финансовую поддержку Исследовательскому совету Норвегии и партнерам-пользователям проекта HighEFF.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Настоящая статья представляет собой перевод статьи Ringstad K, Banasiak K, Hafner A. CFD-based design algorithm for CO₂ ejectors. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021. DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0012
Публикуется с разрешения правообладателя.

ADDITIONAL INFORMATION

This article is a translation of the article by Ringstad K, Banasiak K, Hafner A. CFD-based design algorithm for CO₂ ejectors. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021. DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0012
Published with the permission of the copyright holder.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Elbel S., Lawrence N. Review of recent developments in advanced ejector technology // *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 62. P. 1–18. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031
2. He Y., Deng J., Li Y., Ma L. A numerical contrast on the adjustable and fixed transcritical CO₂ ejector using exergy flux distribution analysis // *Energy Conversion and Management*. 2019. Vol. 196. P. 729–738. doi: 10.1016/j.enconman.2019.06.031
3. Ringstad K.E., Allouche Y., Gullo P., et al. A detailed review on CO₂ twophase ejector flow modeling // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2020. Vol. 20. P. 100647. doi: 10.1016/j.tsep.2020.100647.
4. Palacz M., Smolka J., Kus W., et al. CFDbased shape optimisation of a CO₂ two-phase ejector mixing section // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 95. P. 62–69. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.012
5. Palacz M., Smolka J., Nowak A.J., et al. Shape optimisation of a two-phase ejector for CO₂ refrigeration systems // *International Journal of Refrigeration*. 2017. Vol. 74. P. 210–221. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.10.013
6. He Y., Deng J., Li Y., Zhang X. Synergistic effect of geometric parameters on CO₂ ejector based on local exergy destruction analysis // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 184. P. 116256. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116256
7. Banasiak K., Palacz M., Hafner A., et al. A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis // *International Journal of Refrigeration*. 2014. Vol. 40. P. 328–337. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.12.002
8. Smolka J., Bulinski Z., Fic A., et al. A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach // *Applied Mathematical Modelling*. 2013. Vol. 37. P. 1208–1224. doi: 10.1016/j.apm.2012.03.044

REFERENCES

1. Elbel S, Lawrence N. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*. 2016;62:1–18. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031
2. He Y, Deng J, Li Y, Ma L. A numerical contrast on the adjustable and fixed transcritical CO₂ ejector using exergy flux distribution analysis. *Energy Conversion and Management*. 2019;196:729–738. doi: 10.1016/j.enconman.2019.06.031
3. Ringstad KE, Allouche Y, Gullo P, et al. A detailed review on CO₂ twophase ejector flow modeling. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2020;20:100647. doi: 10.1016/j.tsep.2020.100647.
4. Palacz M, Smolka J, Kus W, et al. CFDbased shape optimisation of a CO₂ two-phase ejector mixing section. *Applied Thermal Engineering*. 2016;95:62–69. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.012
5. Palacz M, Smolka J, Nowak AJ, et al. Shape optimisation of a two-phase ejector for CO₂ refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*. 2017;74:210–221. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.10.013
6. He Y, Deng J, Li Y, Zhang X. Synergistic effect of geometric parameters on CO₂ ejector based on local exergy destruction analysis. *Applied Thermal Engineering*. 2021;184:116256. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116256
7. Banasiak K, Palacz M, Hafner A, et al. A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis. *International Journal of Refrigeration*. 2014;40:328–337. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.12.002
8. Smolka J, Bulinski Z, Fic A, et al. A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach. *Applied Mathematical Modelling*. 2013;37:1208–1224. doi: 10.1016/j.apm.2012.03.044

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*** Ringstad Knut,**

адрес: Норвегия, 7491, Тронхейм, Kolbjørn Hejes vei 1B;
e-mail: knut.e.ringstad@ntnu.no

Banasiak Krzysztof,

адрес: Норвегия, 7465, Тронхейм, Kolbjørn Hejes vei 1d

Hafner Armin,

адрес: Норвегия, 7491, Тронхейм, Kolbjørn Hejes vei 1B

AUTHORS' INFO

*** Knut Ringstad,**

address: Kolbjørn Hejes vei 1B, 7491 Trondheim, Norway;
e-mail: knut.e.ringstad@ntnu.no

Krzysztof Banasiak,

address: Kolbjørn Hejes vei 1d, 7465 Trondheim, Norway

Armin Hafner,

address: Kolbjørn Hejes vei 1B, 7491 Trondheim, Norway

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author