

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРОВ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ НА МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ АММИАКА В ОБЛАСТИ ВЛАЖНОГО ПАРА

Д. Х. Садвакасов, Г. И. Чернов, В. Л. Юша

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В работе представлен анализ влияния на математическое моделирование процесса сжатия аммиака в поршневой компрессорной ступени при конденсации его паров таких факторов неопределенности, как методика расчета коэффициента теплоотдачи и температура поверхности стенки рабочей камеры. В основу математической модели легли уравнения первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнения Клапейрона–Клаузиуса и Ньютона–Рихмана. При определении величины коэффициента теплоотдачи были рассмотрены несколько известных зависимостей для расчета этих коэффициентов при капельной и пленочной конденсации. Результаты расчета показали, что мгновенные значения давления и температуры аммиака, а также степени сухости в процессе сжатия в области влажного пара существенно зависят от выбранной методики расчета коэффициента теплоотдачи. Значительное влияние на рассматриваемый процесс оказывает также величина температуры стенок рабочей камеры компрессора, в которой реализуется процесс сжатия. Эти факторы являются определяющими и требуют особого внимания при математическом моделировании процесса сжатия аммиака в поршневой компрессорной ступени с учетом конденсации его паров.

Ключевые слова: аммиак, влажный пар, перегретый пар, процесс сжатия, математическая модель, коэффициент теплоотдачи, капельная конденсация, пленочная конденсация.

Введение

Во многих энергетических и технологических агрегатах и установках реализуются рабочие процессы, сопровождающиеся изменением агрегатного состояния рабочего тела. Чаще всего это происходит в конденсаторах и испарителях [1–9], но также и в проточной части турбин и детандеров [10–23].

При сжатии в компрессорных ступенях повышение давления пара чаще всего сопровождается ростом его температуры, поэтому процессы конденсации в таких случаях, как правило, не рассматриваются. Однако результаты исследований тихоходных компрессоров с интенсивным внешним охлаждением позволяют по-новому взглянуть на этот вопрос, так как доказана возможность обеспечения так называемого «квазиизотермического сжатия», при котором даже значительное повышение давления сжимаемого рабочего тела в ступени компрессора (от атмосферного до 5,0...10,0 МПа) происходит при сравнительно незначительном увеличении его температуры [24–27]. Это позволяет предположить, что при сжатии влажного пара какого-либо вещества в рабочей камере может быть достигнуто состояние насыщения («точки росы»), и при дальнейшем повышении давления процесс сжатия будет сопровождаться процессом конденсации этого вещества [4, 27].

Теоретический анализ такого процесса может быть проведен с использованием математической модели процесса сжатия, в которой рабочим телом является влажный пар, а его масса в процессе

сжатия изменяется за счет частичной конденсации. В основе такой математической модели лежат уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнения Клапейрона–Клаузиуса и Ньютона–Рихмана. Поскольку рассматривается сравнительно медленный процесс сжатия, характерный для линейных длинноходовых компрессорных ступеней, особое значение приобретает методика расчета теплообмена [28–31]. Даже в случае однофазного рабочего процесса методика определения величины коэффициента теплоотдачи для тихоходного компрессора существенно отличается от аналогичной методики для быстроходных компрессоров [24–27]. А поскольку процессы теплообмена в тихоходном компрессоре при сжатии в области влажного пара до сих пор не рассматривались, не известно, по какой методике необходимо рассчитывать коэффициент теплоотдачи в случае, когда процесс сжатия сопровождается конденсацией сжимаемого пара. Как видим, этот фактор является существенно неопределенным, и в данной работе проводится оценка влияния различных методик расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации в процессе сжатия влажного пара на результаты математического моделирования этого процесса.

Достаточно очевидно и то, что процесс теплообмена зависит от температуры стенок рабочей камеры компрессора, с которыми контактирует рабочее тело в процессе сжатия. Без предварительных исследований невозможно корректно задать величину этой температуры, так как темпе-

ратура стенок зависит от многих конструктивных и режимных параметров, в том числе от системы внешнего охлаждения. И это второй существенно неопределенный фактор, анализ влияния которого на результаты математического моделирования процесса сжатия влажного пара проводится в данной статье.

Можно предположить, что рассматриваемая в этой статье проблема актуальна, прежде всего, для холодильной техники, так как реализация процесса сжатия хладагента в области влажного пара может повлиять как на энергетическую эффективность холодильного цикла, так и на конструктивные параметры конденсатора.

Методика исследования

Объектом исследования является процесс сжатия холодильного агента (аммиака) в герметичной рабочей камере, параметры которой аналогичны параметрам рабочей камеры длинноходового тихоходного поршневого компрессора с линейным приводом [24, 28–31]. В начале процесса сжатия аммиак может находиться в состоянии перегретого или насыщенного пара (в зависимости от заданных начальных условий). В процессе сжатия за счет продолжительного процесса и интенсивного внешнего теплоотвода степень сухости рабочего тела может изменяться; в том числе возможна его интенсивная конденсация. Таким образом, рабочее тело представляет собой сухой (перегретый) пар или влажный пар, в состав которого входит сжимаемая фаза — насыщенный пар. В силу того, что задачей исследования является преимущественно предварительная оценка влияния выбранных факторов неопределенности на рассматриваемый процесс, допустимо использовать математическую модель с сосредоточенными параметрами со следующими упрощающими допущениями: в области влажного пара насыщенная жидкость и насыщенный пар находятся в равновесии; параметры состояния рабочего тела изменяются мгновенно и одновременно по всему объему рабочей камеры; теплообмен между влажным паром и стенками рабочих полостей конвективный и может быть описан формулой Ньютона–Рихмана; температура стенки постоянна и одинакова по всей поверхности рабочей камеры; внешний массообмен через клапаны и зазоры отсутствует; давление рабочего тела в начале и в конце процесса сжатия определяются соответствующими температурами кипения и конденсации аммиака.

Математическая модель процесса сжатия аммиака в области влажного пара включает в себя следующие основные уравнения.

Уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы:

$$dU = \delta Q - dL + h'' \cdot dm,$$

где dU — изменение внутренней энергии пара; dL — работа расширения, учитывающая как изменение объема рабочей полости, так и изменения объема сжимаемого пара за счет его конденсации; $h'' \cdot dm$ — изменение внутренней энергии, обусловленное массопереносом внутри контрольного объема (фазовые переходы во влажном паре); dm — изменение массы насыщенного пара; δQ — суммарное количество теплоты, учитывающее фазовый и конвективный тепловые потоки.

Суммарное количество теплоты можно представить в виде:

$$\delta Q = \delta Q_{PH} + Q_C.$$

Фазовый теплообмен, учитывающий процесс фазового перехода между насыщенным паром и насыщенной жидкостью:

$$\delta Q_{PH} = r \cdot dm,$$

где dm — изменение массы насыщенного пара.

Конвективный теплообмен, который осуществляется между внутренней стенкой и рабочим телом, описывается уравнением Ньютона–Рихмана:

$$\delta Q_C = a(T_{P.T.} - T_{CT}) \cdot dF \cdot dt,$$

где dF — изменение площади боковой поверхности; dt — элементарное время протекания процесса.

Уравнение Клапейрона–Клаузиуса определяет соотношение между температурой и давлением в области влажного пара:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{r}{T(v'' - v')}.$$

Уравнение состояния реальных газов позволяет определить взаимосвязь между параметрами состояния насыщенного пара [32]:

$$P \cdot V = z \cdot m \cdot R \cdot T,$$

где m — масса сжимаемого пара (сухого или насыщенного); z — коэффициент сжимаемости. В рассматриваемом случае для указанных условий однозначности величина коэффициента сжимаемости может быть принята 0,67 (для сухого пара) или 0,91 (для насыщенного пара) [33–36].

В результате математическая модель процесса сжатия аммиака в области влажного пара может быть представлена в следующем виде:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT}{dt} &= \frac{1}{1 - \frac{r}{R \cdot T} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right)} \cdot \frac{1}{c_{ж} \cdot m \cdot z_0} \times \\ &\times \left(\frac{\delta Q_C}{dt} + \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right) \cdot \frac{c_{ж} \cdot P}{R} \cdot \frac{dV}{dt} \right); \\ \frac{dP}{dt} &= \frac{1}{1 - \frac{r}{R \cdot T} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right)} \cdot \frac{r}{R \cdot T} \cdot \frac{P}{T} \times \\ &\times \frac{1}{c_{ж} \cdot m \cdot z_0} \cdot \left(\frac{\delta Q_C}{dt} + \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right) \cdot \frac{c_{ж} \cdot P}{R} \cdot \frac{dV}{dt} \right); \\ \frac{dx}{dt} &= \frac{1}{1 - \frac{r}{R \cdot T} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right)} \cdot \frac{1}{T \cdot m \cdot z_0} \times \\ &\times \left(\left(\frac{r}{R \cdot T} - 1 \right) \cdot \frac{x}{c_{ж}} \cdot \frac{\delta Q_C}{dt} + \right. \\ &\left. + \left(1 - x \cdot \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T} \right) \right) \cdot \frac{P}{R} \cdot \frac{dV}{dt} \right). \end{aligned} \right.$$

В данной системе уравнений существенно неопределенным является расчет конвективной

Таблица 1. Условные обозначения и индексы
Table 1. Symbols and indexes

Обозначение	Наименование	Единица измерения
r	Удельная теплота парообразования насыщенного пара	кДж/кг
v', v''	Удельный объем насыщенной жидкости и насыщенного пара	м ³ /кг
i''	Энтальпия насыщенного пара	кДж/кг
ρ', ρ''	Плотность насыщенной жидкости и насыщенного пара	кг/м ³
$\lambda_{ж}$	Коэффициент теплопроводности жидкости	Вт/м ² ·К
ΔT	Разность температур между рабочим телом и стенкой рабочей камеры	К
x_0	Начальная степень сухости	
x_k	Конечная степень сухости	
Pr	Число Прандтля [4–5]	
Ga	Число Галилея [4–5]	
Re	Число Рейнольдса [4–5]	
K	Критерий фазового перехода [4–5]	
We	Число Вебера [4–5]	

теплоотдачи. Температура стенки рабочей камеры теоретически может стремиться как к температуре кипения, так и к температуре конденсации. Поскольку более точные данные отсутствуют, в первом приближении необходимо рассмотреть несколько вариантов величины температуры стенки, чтобы оценить влияние этого фактора неопределенности на процесс сжатия холодильного агента в области влажного пара. Кроме того, при сжатии перегретого пара в первом приближении можно воспользоваться известными методиками расчета коэффициента теплоотдачи, применяемого при расчете рабочего процесса газового компрессора. Но при сжатии холодильного агента в области влажного пара необходимые данные отсутствуют. По состоянию на сегодняшний день невозможно точно сказать, каким образом может происходить процесс конденсации при сжатии аммиака в области влажного пара, соответственно, нет рекомендаций, по которым в этом случае необходимо рассчитывать коэффициент теплоотдачи. Предположим возможность протекания капельной или пленочной конденсации. Исходя из этого, будем использовать в математической модели несколько вариантов расчета коэффициента теплоотдачи, известных из опубликованных источников.

Из методик расчета теплообменных аппаратов выберем для анализа следующие варианты определения коэффициента теплоотдачи.

При капельной конденсации аммиака средний коэффициент теплоотдачи может быть определен приближенно по следующей эмпирической зависимости [1]:

$$\alpha = 1,2(10 \cdot \rho_s)^{0,434} \cdot \Delta T^{0,16}.$$

При рассмотрении модели с пленочной конденсацией аммиака для определения числа Нуссельта возможно применение следующих эмпирических зависимостей:

формула, предложенная Ананьевым [3]:

$$Nu = 0,011 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,8} \times \left[\sqrt{1 + \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right) \cdot x_0} + \sqrt{1 + \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right) \cdot x_k} \right];$$

формула, предложенная Ширяевым [4–5]:

$$Nu = 0,21 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25} \cdot We^{-0,25},$$

формула, предложенная Чопко [4–5]:

$$Nu = 0,68 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25}.$$

При этом средний коэффициент теплоотдачи можно определить по формуле:

$$\alpha_{пл} = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{d_{вн}},$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр цилиндра (табл. 1).

ИЗ методик расчета расширительных машин, работающих в области влажного пара, выберем для анализа вариант определения коэффициента теплоотдачи, как функцию от степени сухости [22]. Кроме этого, рассмотрим вариант расчета, при котором коэффициент теплоотдачи принимается постоянным (согласно данным, представленным в [23]).

Расчет системы дифференциальных уравнений проводился методом Рунге–Кутты 4-го порядка. При реализации математической модели рассматривались следующие условия однозначности: геометрические (изменение площади боковой поверхности зеркала цилиндра, изменение объема рабочей камеры поршневого компрессора); физические (теплофизические свойства рабочего тела (аммиак)); начальные (степень сухости, температура и давление, объем рабочей камеры); гранич-

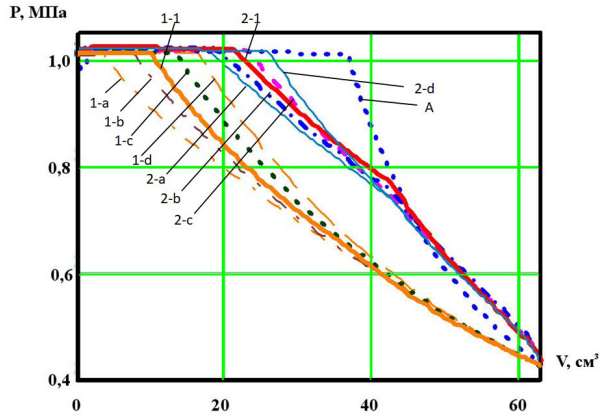


Рис. 1. P-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара
 Fig. 1. P-V compression diagram in the wet vapor region

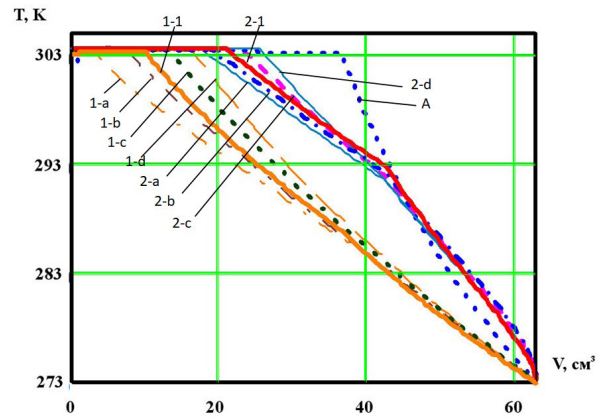


Рис. 2. T-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара
 Fig. 2. T-V compression diagram in the wet vapor region

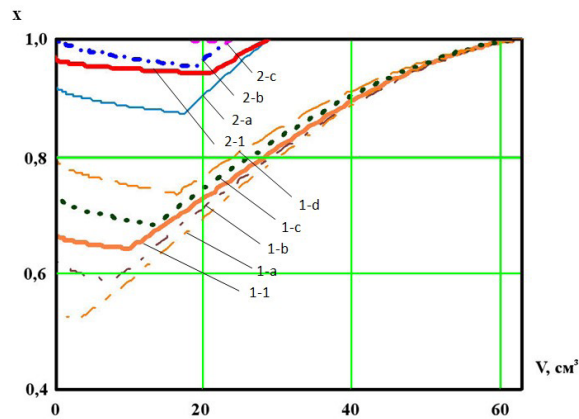


Рис. 3. x-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара
 Fig. 3. x-V compression diagram in the wet vapor region

ные (температура стенок рабочей камеры (фактор неопределенности), температура (давление) конденсации).

Результаты исследования

В качестве исходных данных были приняты следующие параметры: температура кипения — 273 К; температура конденсации — 303 К; рабочее тело — аммиак, время протекания процесса сжатия — 4 с; диаметр цилиндра — 0,02 м; ход поршня — 0,2 м; начальная степень сухости — 1,0. Температура внутренней поверхности стенок рабочей камеры — 273 К или 288 К.

На рис. 1–3 представлены результаты расчетов, отражающие изменение параметров состояния паров аммиака и его степени сухости при различной температуре стенок рабочей камеры с применением различных методик расчета коэффициента теплоотдачи. На рис. 1–3 используются следующие обозначения: **1-a** — линия процесса сжатия при температуре стенки 273 К и капельной конденсации пара; **1-b** — линия процесса сжатия при температуре стенки 273 К и пленочной конденсации пара (расчет коэффициента теплоотдачи по методу Ананьева); **1-c** — линия процесса сжатия при температуре стенки 273 К и пленочной конденсации пара (расчет коэффициента теплоотдачи по методу Ширияева); **1-d** — линия процесса сжатия при тем-

пературе стенки 273 К и пленочной конденсации пара (расчет коэффициента теплоотдачи по методу Чопко); **2-a** — линия процесса сжатия при температуре стенки 288 К и капельной конденсации пара; **2-b** — линия процесса сжатия при температуре стенки 288 К и пленочной конденсации пара (расчет коэффициента теплоотдачи по методу Ананьева); **2-c** — линия процесса сжатия при температуре стенки 288 К и пленочной конденсации пара (расчет коэффициента теплоотдачи по методу Ширияева); **2-d** — линия процесса сжатия при температуре стенки 288 К и пленочной конденсации пара (расчет коэффициента теплоотдачи по методу Чопко); **A** — линия процесса сжатия при адиабатном процессе сжатия (быстроходный режим работы компрессора). **1-1** — линия процесса сжатия при температуре стенки 273 К и при конденсации его паров, заданный через закон изменения коэффициента теплоотдачи между внутренней стенкой рабочей полости и рабочим телом от изменения степени сухости $\alpha(x)$; **2-1** — линия процесса сжатия при температуре стенки 288 К и при конденсации его паров, заданный через закон изменения коэффициента теплоотдачи между внутренней стенкой рабочей полости и рабочим телом от изменения степени сухости $\alpha(x)$.

Как видно из представленных результатов, температура стенки оказывает определяющее влияние на протекание процесса сжатия аммиака в области

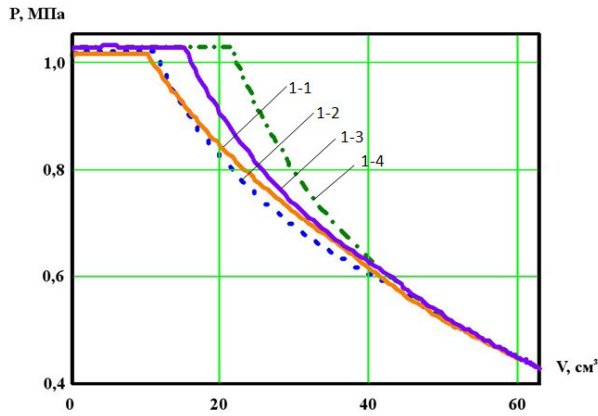


Рис. 4. P-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при среднем значении коэффициента теплоотдачи, зависящем от степени сухости (температура стенки 273 K)
Fig. 4. P-V diagram of compression processes in the region of wet steam at the average value of the heat transfer coefficient, depending on the degree of dryness (wall temperature 273 K)

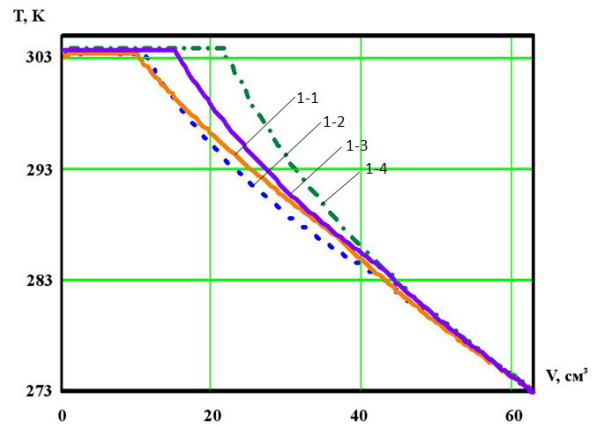


Рис. 5. T-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при среднем значении коэффициента теплоотдачи, зависящее от степени сухости (температура стенки 273 K)
Fig. 5. T-V diagram of compression processes in the region of wet steam at the average value of the heat transfer coefficient, depending on the degree of dryness (wall temperature 273 K)

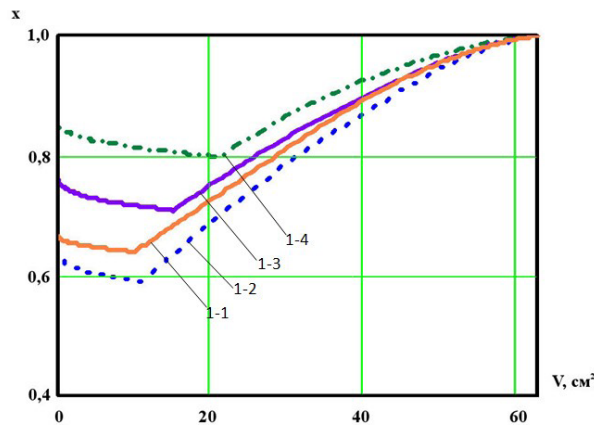


Рис. 6. x-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при среднем значении коэффициента теплоотдачи, зависящем от степени сухости (температура стенки 273 K)
Fig. 6. x-V diagram of compression processes in the region of wet steam at the average value of the heat transfer coefficient, depending on the degree of dryness (wall temperature 273 K)

влажного пара. В «идеальном» случае, когда температура стенок равна температуре кипения аммиака (линии $a-d$), на индикаторной и температурной диаграммах (рис. 1, 2) наблюдается существенное отклонение линии процесса сжатия в левую сторону от адиабаты с самого начала процесса сжатия. Очевидно, что это положительный фактор, так как при этом снижается работа сжатия. Причем это снижение происходит не только за счет снижения показателя политропы и стремления процесса сжатия к изотермическому, но и благодаря уменьшению массы сжимаемого аммиака за счет конденсации его паров (рис. 3). При этом даже частичная конденсация аммиака в проточной части компрессора может позволить снизить вес и габаритные размеры конденсатора. Разумеется, трудно ожидать таких температурных условий в реальном компрессоре. Поэтому рассмотрим вариант, при котором температура стенок рабочей камеры равна 288 K (линии $2a-2d$). Как видно из рис. 1, 2, в этом случае в начале процесса сжатия происходит подово тепла к сжимаемому аммиаку, при этом процесс сжатия

протекает в области перегретого пара со степенью сухости, равной 1,0. По мере увеличения давления и температуры тепловой поток изменяется по величине и направлению. И с некоторого момента рабочее тело переходит в состояние насыщенного пара; при этом дальнейшее повышение давления сопровождается частичной конденсацией паров аммиака. После пересечения линии процесса адиабатного сжатия (линия A) линии $2a-2d$ достаточно интенсивно отклоняются влево от линии A . Это также позволяет надеяться на некоторое уменьшение индикаторной работы процесса сжатия. Процесс конденсации в этом случае не так значим, как в предыдущем случае (рис. 3), однако может повлиять на требуемые конструктивные параметры конденсатора. Применительно к решаемой задаче важно отметить, что точность определения температуры стенок рабочей камеры несомненно является важнейшим фактором при исследовании процесса сжатия аммиака в области влажного пара.

В обоих случаях при расчетах использовались различные методики расчета коэффициента тепло-

отдачи. Как видно из представленных результатов, выбор такой методики также существенно влияет как на изменение параметров состояния сжимаемого аммиака (рис. 1, 2), так и на изменение степени сухости (рис. 3). Например, при температуре стенки 273 К при варианте капельной конденсации давление конденсации достигается при изменении объема рабочей камеры примерно на 90 %, при варианте пленочной конденсации (метод Чопко) — примерно на 75 %. То есть разница в результатах весьма заметная. Из рис. 1 видно, что отличие в результатах расчета индикаторной мощности в этих случаях также будет существенной. Для сравнения — при адиабатном сжатии давление конденсации достигается при изменении объема рабочей камеры примерно на 40 %. При температуре стенки 288 К отличие конечных результатов при расчете параметров состояния не такое заметное, а при расчете степени сухости отличия имеют принципиальный характер. Поэтому необходимость уточнения методики расчета коэффициента теплоотдачи будет определяться величиной температуры стенки, требованиями к точности проводимых расчетов, а также целью предполагаемых расчетов.

На рис. 4–6 представлены результаты сравнительных расчетов, проведенных при следующих методиках определения коэффициента теплоотдачи, применяемых при расчете расширительных машин [22, 23]: 1-1 — линия процесса сжатия при конденсации его паров через закон изменения коэффициента теплоотдачи между внутренней стенкой рабочей полости и рабочим телом от изменения степени сухости $\alpha(x)$; 1-2 — линия процесса сжатия при средней постоянной величине коэффициента теплоотдачи (при степени сухости 0,6); 1-3 — линия процесса сжатия при средней постоянной величине коэффициента теплоотдачи (при степени сухости 0,7); 1-4 — линия процесса сжатия при средней постоянной величине коэффициента теплоотдачи (при степени сухости 0,8).

Как видно из представленных результатов, некорректное применение методик определения коэффициента теплоотдачи и в этом случае приводит к существенно различным количественным результатам.

Заключение

Полученные результаты расчетных исследований выявили существенные особенности процесса сжатия аммиака в области влажного пара. Показано, что характер изменения текущих параметров состояния в рабочей камере и степени сухости аммиака существенно зависят от температуры стенок рабочей камеры, в которой происходит процесс сжатия, а также от величины коэффициента теплоотдачи. На сегодняшний день достоверная информация по этим факторам применительно к рассматриваемому объекту исследования отсутствует, что позволяет считать их существенно неопределенными и ставить задачу по их исследованию и уточнению. Несмотря на то, что представленные в этой статье результаты в значительной степени носят качественный характер, рассматриваемая проблема представляется актуальной для холодильной техники. Это обусловлено тем, что реализация процесса сжатия аммиака в области влажного пара может отразиться как на энергоэффективности холодильной установки, так и на конструктивных характеристиках конденсатора.

1. Справочник по теплообменникам. В 2 т. / пер. с англ., под общ. ред. О. Г. Мартыненко [и др.]. Москва: Энергоатомиздат, 1987. Т. 1. 549 с.
2. Справочник по теплообменникам. В 2 т. / Пер. с англ., под общ. ред. О. Г. Мартыненко [и др.]. Москва: Энергоатомиздат, 1987. Т. 2. 352 с.
3. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. Изд. 5-е, перераб. и доп. Москва: Атомиздат, 1979. 416 с.
4. Теоретические основы хладотехники. Часть II. Тепло-массообмен / под ред. С. Н. Богданов, Н. А. Бучко, Э. И. Гуйго [и др.]. Москва: КолосС, 1994. 367 с.
5. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. [и др.]. Теплообменные аппараты холодильных установок. 2-е изд. перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1986. 303 с.
6. Chang X., Nagano H. Mathematical modeling of multiple evaporators/condensers loop heat pipe operation with flow regulator under various operating conditions // *Journal of Thermal Science and Technology*. 2015. Vol. 10. DOI: 10.1299/jtst.2015jtst0021.
7. Cao F., Hoenig S., Chen C. H. Dropwise Condensation on Carbon Steel Surface. // *ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMESE*. 2016. Vol. 8. DOI: 10.1115/IMECE201666666.
8. Cheng Y., Xu J., Liu D. [et al.]. Numerical Investigation of Droplet Spreading and heat transfer on hot substrates // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018. Vol. 121. P. 402–411. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.01.026.
9. Heberle F., Bruggemann D. Thermo-Economic of Organic Rankine Cycles for Geothermal Power Generation Using Zeotropic Mixtures // *Energies*. 2015. Vol. 8 (3). P. 2097–2124. DOI: 10.3390/en8032097.
10. Grieb M., Brummer A. Investigation into the effects of surface condensation in steam-driven twin screw expanders // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 604, Issue 1. 012044. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012044.
11. Smith I., Stosic N., Kovacevic A. Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders. Publisher: Elsevier, 2014. 274 p. ISBN 9781782421900.
12. Smith I., Stosic N., Kovacevic A. Screw Compressor, Three Dimensional Computational Fluid Dynamics and Solid Fluid Interactional. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. 163 p. ISBN 978-3-540-36302-6. DOI: 10.1007/978-3-540-36304-0.
13. Bao J., Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013. Vol. 24. P. 325–342. DOI: 10.1016/j.rser.2013.03.040.
14. Read M., Stosic N., Smith Ian K. Optimization of Screw Expanders for Power Recovery from Low-Grade Heat Sources // *Energy Technology & Policy*. 2014. Vol. 1. P. 131–142.
15. Nikolov A., Brummer A. Investigating a Small Oil-Flooded Twin-Screw Expander for Waste-Heat Utilisation in Organic Rankine Cycle Systems // *Energies*. 2017. Vol. 10 (7). 869. DOI: 10.3390/en10070869.
16. Song P., Shi L., Ma C. A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems // *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 75. P. 54–64. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.094.
17. Ayachi F., Ksayer E. B., Neveu P. [et al.]. Experimental investigation and modeling of a hermetic scroll expander // *Applied Energy*. 2016. Vol. 181. P. 256–267. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.08.030.
18. Wang Y., Chen L., Jia B. [et al.]. Experimental study of the operation characteristics of an air-driven freepiston linear expander // *Applied Energy*. 2017. Vol. 195. P. 93–99. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.03.032.
19. Lemorta V., Guillaumea L., Legros A. [et al.]. A comparison of piston, screw and scroll expanders for smallscale rankine cycle systems // *The 3rd International Conference on*

Microgeneration and Related Technologies. URL: <https://orbi.uliege.be/bitstream/2268/147369/1/p259v2.pdf> (дата обращения: 25.01.2021).

20. Баренбойм А. Б. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры. Москва: Машиностроение, 1974. 224 с.

21. Khan J. R. Comparison Between Discrete Phase Model and Multiphase Model For Wet Compression // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2013. Vol. 5A. 101331. DOI: 10.1115/ GT2013-96022.

22. Wronski J., Skovrup M. J., Elmegaard B. [et al.]. Design and Modelling of a Novel Compact Power Cycle for Low Temperature Heat Sources // Proceedings of ECOS 2012. The 25th International Conference on Efficiency, COST, Optimization and Environmental Impact of Energy Systems. 2012. P. 70–84.

23. Ferrara G., Manfrida G., Pescioni A. Model of a small steam engine for renewable domestic CHP system // Proceedings of ECOS 2012. The 25th International Conference on Efficiency, COST, Optimization and Environmental Impact of Energy Systems. 2012. P. 178–193.

24. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and Petroleum Engineering. Vol. 51, Issue 3. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.

25. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Y. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53 (7-8). P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.

26. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Goshlya R. Y. Experimental research of the operating processes of slow-speed long-stroke oil-free reciprocating compressor stages at discharge pressures up to 10 MPa // Oil and Gas Engineering (OGE-2018): AIP Conference Proceedings. 2018. 030057. P. 1–6. DOI: 10.1063/1.5051918.

27. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V. Assessment of the relationship between the law of motion of the slow-speed long-stroke stage piston and the characteristics of the compressor unit drive // Oil and Gas Engineering (OGE-2019): AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141 (1). 030004. DOI: 10.1063/1.5122054.

28. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333.

29. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Titov D. S. Analysis of the efficiency of external cooling of slow-speed long-stroke oil-free reciprocating compressor stages with asymmetric design scheme // AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007 (1). 030055. DOI: 10.1063/1.5051916.

30. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V. Analysis of the Operating cycle Efficiency of the Long-Stroke Slow Stage under the Changing Ratio of the Piston Forward and Backward Stroke Time // Oil and Gas Engineering (OGE-2018): AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007 (1). 030058. DOI: 10.1063/1.5051919.

31. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The Efficiency Theoretical Analysis of the Ammonia Refrigeration Cycle Based on the Compression in the Wet Vapor Region // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565.

32. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p.

33. Aksenov A., Kozhukhov Y., Sokolov M., Simonov A. Analysis and modernization of real gas thermodynamic calculation for turbocompressors and detander units // International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018). 2018. Vol. 245. 09005. DOI: 10.1051/mateconf/201824509005.

34. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Neverov V. V., Malev K. G., Mironov Yu. R. The task of validation of gas-dynamic characteristics of a multistage centrifugal compressor for a natural gas booster compressor station // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876 (1). 020046. DOI: 10.1063/1.4998866.

35. Boncinelli P., Rubecchini F., Arnone A. [et al.]. Real Gas Effects in Turbomachinery Flows: A CFD Model for Fast Computations // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 6: Turbo Expo 2003, Parts A and B. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. P. 1103–1112. DOI: 10.1115/ GT2003-38101.

36. ISO 12213-2:2006. Natural gas calculation of compression factor. Part 2: Calculation using a molar composition analysis // ISO/TC 193/SC 1 Analysis of natural gas. 2006. 32 p.

САДВАКАСОВ Даурен Хайринович, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 5444-8510

AuthorID (РИНЦ): 1013658

AuthorID (SCOPUS): 57191039081

Адрес для переписки: dkhsadvakasov@omgtu.ru

ЧЕРНОВ Герман Игоревич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 2144-5462

AuthorID (РИНЦ): 176943

AuthorID (SCOPUS): 56503369900

Адрес для переписки: gi_chernov2002@mail.ru

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: yusha@omgtu.ru

Для цитирования

Садвакасов Д. Х., Чернов Г. И., Юша В. Л. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса сжатия аммиака в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38.

Статья поступила в редакцию 13.04.2021 г.

© Д. Х. Садвакасов, Г. И. Чернов, В. Л. Юша

THE ANALYSIS OF UNCERTAINTY FACTORS INFLUENCE ON MATHEMATICAL MODELING OF AMMONIA COMPRESSION IN WET VAPOR AREA

D. Kh. Sadvakasov, G. I. Chernov, V. L. Yusha

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The paper presents the influence analysis of such uncertainty factors as the heat transfer coefficient calculation method and the working chamber wall temperature on the mathematical modeling of the ammonia compression in a reciprocating compressor stage during the condensation of ammonia vapors. The mathematical model is based on the equation of the first law of thermodynamics for bodies with variable mass, the equation of state for real gases, the Clausius–Clapeyron and Newton–Richman equations. When determining the heat transfer coefficient value, several well-known dependencies for calculating these coefficients for dropwise and filmwise condensation have been considered. The calculation data shows that the instantaneous values of the ammonia pressure and temperature, as well as of the dryness fraction during compression in the wet steam region, significantly depends on the chosen method for calculating the heat transfer coefficient. Moreover, the walls temperature value of the compressor working chamber, where the compression occurs, has a considerable impact on the process under discussion. They are the determining factors and require special attention when the ammonia compression process is mathematically modelled in a reciprocating compressor stage, taking into account its vapors condensation.

Keywords: compression, vapor region, heat transfer, ammonia, condensation.

References

1. Spravochnik po teploobmennikam. V 2 t. T. 1 [Heat Exchanger Handbook]. In 2 Vols. Vol. 1 / trans. from Engl. O. G. Martynenko [et al.]. Moscow, 1987. 549 p. (In Russ.).
2. Spravochnik po teploobmennikam. V 2 t. T. 2 [Heat Exchanger Handbook]. In 2 Vols. Vol. 2 / trans. from Engl. O. G. Martynenko [et al.]. Moscow, 1987. 352 p. (In Russ.).
3. Kutateladze S. S. Osnovy teorii teploobmena [Basics of the theory of heat transfer]. 5th ed. Moscow, 1979. 416 p. (In Russ.).
4. Teoreticheskiye osnovy khladotekhniki. Chast' II. Teplo-massoobmen [Theoretical foundations of refrigeration engineering. Part II. Heat and mass transfer] / Eds.: S. N. Bogdanov, N. A. Buchko, E. I. Guygo [et al.]. Moscow, 1994. 367 p. (In Russ.).
5. Danilova G. N., Bogdanov S. N., Ivanov O. P. [et al.]. Teploobmennyye apparaty kholodil'nykh ustanovok [Heat exchangers for refrigeration units]. 2nd ed. Leningrad, 1986. 303 p. (In Russ.).
6. Chang X., Nagano H. Mathematical modeling of multiple evaporators/condensers loop heat pipe operation with flow regulator under various operating conditions // *Journal of Thermal Science and Technology*. 2015. Vol. 10. DOI:10.1299/jtst.2015jtst0021. (In Engl.).
7. Cao F., Hoenig S., Chen C. H. Dropwise Condensation on Carbon Steel Surface. // *ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMESE*. 2016. Vol. 8. DOI: 10.1115/IMECE201666666. (In Engl.).
8. Cheng Y., Xu J., Liu D. [et al.]. Numerical Investigation of Droplet Spreading and heat transfer on hot substrates // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018. Vol. 121. P. 402–411. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.01.026. (In Engl.).
9. Heberle F., Bruggemann D. Thermo-Economic of Organic Rankine Cycles for Geothermal Power Generation Using Zeotropic Mixtures // *Energies*. 2015. Vol. 8 (3). P. 2097–2124. DOI: 10.3390/en8032097. (In Engl.).
10. Grieb M., Brummer A. Investigation into the effects of surface condensation in steam-driven twin screw expanders // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 604, Issue 1. 012044. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012044. (In Engl.).
11. Smith I., Stosic N., Kovacevic A. Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders. Publisher: Elsevier, 2014. 274 p. ISBN 9781782421900. (In Engl.).
12. Smith I., Stosic N., Kovacevic A. Screw Compressor, Three Dimensional Computational Fluid Dynamics and Solid Fluid Interactional. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. 163 p. ISBN 978-3-540-36302-6. DOI: 10.1007/978-3-540-36304-0. (In Engl.).
13. Bao J., Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013. Vol. 24. P. 325–342. DOI:10.1016/j.rser.2013.03.040. (In Engl.).
14. Read M., Stosic N., Smith Ian K. Optimization of Screw Expanders for Power Recovery From Low-Grade Heat Sources // *Energy Technology & Policy*. 2014. Vol. 1. P. 131–142. (In Engl.).
15. Nikolov A., Brummer A. Investigating a Small Oil-Flooded Twin-Screw Expander for Waste-Heat Utilisation in Organic Rankine Cycle Systems // *Energies*. 2017. Vol. 10 (7). 869. DOI: 10.3390/en10070869. (In Engl.).
16. Song P., Shi L., Ma C. A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems // *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 75. P. 54–64. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.094. (In Engl.).
17. Ayachi F., Ksayer E. B., Neveu P. [et al.]. Experimental investigation and modeling of a hermetic scroll expander // *Applied Energy*. 2016. Vol. 181. P. 256–267. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.08.030. (In Engl.).
18. Wang Y., Chen L., Jia B. [et al.]. Experimental study of the operation characteristics of an air-driven freepiston linear expander // *Applied Energy*. 2017. Vol. 195. P. 93–99. DOI:10.1016/j.apenergy.2017.03.032. (In Engl.).

19. Lemorta V., Guillaume L., Legros A. [et al.]. A comparison of piston, screw and scroll expanders for smallscale Ran-kine cycle systems // The 3rd International Conference on Micro-generation and Related Technologies. URL: <https://orbi.uliege.be/bitstream/2268/147369/1/p259v2.pdf> (accessed: 25.01.2021). (In Engl.).

20. Barenboym A. B. Maloraskhodnyye freonovyye turbo-kompressory [Low-consumption freon turbochargers]. Moscow, 1974. 224 p. (In Russ.).

21. Khan J. R. Comparison Between Discrete Phase Model and Multiphase Model For Wet Compression // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2013. Vol. 5A. 101331. DOI: 10.1115/GT2013-96022. (In Engl.).

22. Wronski J., Skovrup M. J., Elmegaard B. [et al.]. Design and Modelling of a Novel Compact Power Cycle for Low Temperature Heat Sources // Proceedings of ECOS 2012. The 25th International Conference on Efficiency, COST, Optimization and Environmental Impact of Energy Systems. 2012. P. 70–84. (In Engl.).

23. Ferrara G., Manfrida G., Pescioni A. Model of a small steam engine for renewable domestic CHP system // Proceedings of ECOS 2012. The 25th International Conference on Efficiency, COST, Optimization and Environmental Impact of Energy Systems. 2012. P. 178–193. (In Engl.).

24. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and Petroleum Engineering. Vol. 51, Issue 3. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5. (In Engl.).

25. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Y. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53 (7-8). P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2. (In Engl.).

26. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Goshlya R. Y. Experimental research of the operating processes of slow-speed long-stroke oil-free reciprocating compressor stages at discharge pressures up to 10 MPa // Oil and Gas Engineering (OGE-2018): AIP Conference Proceedings. 2018. 030057. P. 1–6. DOI: 10.1063/1.5051918. (In Engl.).

27. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V. Assessment of the relationship between the law of motion of the slow-speed long-stroke stage piston and the characteristics of the compressor unit drive // Oil and Gas Engineering (OGE-2019): AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141 (1). 030004. DOI: 10.1063/1.5122054. (In Engl.).

28. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333. (In Engl.).

29. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Titov D. S. Analysis of the efficiency of external cooling of slow-speed long-stroke oil-free reciprocating compressor stages with asymmetric design scheme // AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007 (1). 030055. DOI: 10.1063/1.5051916. (In Engl.).

30. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V. Analysis of the Operating cycle Efficiency of the Long-Stroke Slow Stage under the Changing Ratio of the Piston Forward and Backward Stroke Time // Oil and Gas Engineering (OGE-2018): AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007 (1). 030058. DOI: 10.1063/1.5051919. (In Engl.).

31. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The Efficiency Theoretical Analysis of the Ammonia Refrigeration Cycle Based

on the Compression in the Wet Vapor Region // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565. (In Engl.).

32. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p. (In Engl.).

33. Aksenov A., Kozhukhov Y., Sokolov M., Simonov A. Analysis and modernization of real gas thermodynamic calculation for turbocompressors and detander units // International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018). 2018. Vol. 245. 09005. DOI: 10.1051/mateconf/201824509005. (In Engl.).

34. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Neverov V. V., Malev K. G., Mironov Yu. R. The task of validation of gas-dynamic characteristics of a multistage centrifugal compressor for a natural gas booster compressor station // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876 (1). 020046. DOI: 10.1063/1.4998866. (In Engl.).

35. Boncinelli P., Rubecchini F., Arnone A. [et al.]. Real Gas Effects in Turbomachinery Flows: A CFD Model for Fast Computations // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 6: Turbo Expo 2003, Parts A and B. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. P. 1103–1112. DOI: 10.1115/GT2003-38101. (In Engl.).

36. ISO 12213-2:2006. Natural gas calculation of compression factor. Part 2: Calculation using a molar composition analysis // ISO/TC 193/SC 1 Analysis of natural gas. 2006. 32 p. (In Engl.).

SADVAKASOV Dauren Khayrinasovich, Assistant of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department.

SPIN-code: 5444-8510

AuthorID (RSCI): 1013658

AuthorID (SCOPUS): 57191039081

Correspondence address: dkhsadvakasov@omgtu.ru

CHERNOV German Igorevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department.

SPIN-code: 2144-5462

AuthorID (RSCI): 176943

AuthorID (SCOPUS): 56503369900

Correspondence address: gi_chernov2002@mail.ru

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: yusha@omgtu.ru

For citations

Sadvakasov D. Kh., Chernov G. I., Yusha V. L. The analysis of uncertainty factors influence on mathematical modeling of ammonia compression in wet vapor area // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 3. P. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38.

Received April 13, 2021.

© D. Kh. Sadvakasov, G. I. Chernov, V. L. Yusha