

# АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРОВ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ НА МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ АММИАКА В ТИХОХОДНОЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ. ЧАСТЬ 1

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 обратного расширения аммиака в области влажного пара, реализуемого в рабочей камере поршневой компрессорной ступени, таких факторов неопределенности, как методика расчета коэффициента теплоотдачи, температура поверхности стенки рабочей камеры и степень сухости в начале процесса обратного расширения. В основу математической модели легли уравнения первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнения Клапейрона—Клаузиуса и Ньютона—Рихмана. В связи с отсутствием данных по методике расчета коэффициента теплоотдачи в рабочей камере рассматриваемого объекта на данном этапе было рассмотрено несколько известных зависимостей для расчета этих коэффициентов при пузырьковом кипении в других технических объектах. Результаты расчета показали, что мгновенные значения давления и температуры аммиака, а также его степени сухости при обратном расширении 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, и степень сухости аммиака в начале процесса расширения. Эти факторы требуют проведения анализа для других моделей двухфазного рабочего тела, а также дополнительных экспериментальных исследований для обеспечения достоверности математической модели процесса обратного расширения аммиака в тихоходной поршневой компрессорной ступени с учетом изменения агрегатного состояния рабочего тела.

**Ключевые слова:** аммиак, влажный пар, перегретый пар, процесс обратного расширения, математическая модель, коэффициент теплоотдачи, пузырьковое кипение.

## Введение

Рабочие процессы в проточной части энергетических и технологических аппаратов и агрегатов, сопровождающиеся изменением агрегатного состояния рабочего тела, наиболее характерны для теплообменного оборудования (конденсаторы и испарители [1–9]) и расширительных машин (турбины, паровые двигатели, детандеры [10–23]). В работе [24] рассмотрен процесс сжатия аммиака в рабочей камере поршневой компрессорной ступени в области влажного пара при интенсивном внешнем охлаждении этой ступени, полученные результаты позволяют предположить возможность реализации совмещённых процессов сжатия и конденсации аммиака. Проведённые ранее исследования [25–28] также подтверждают, что уникальное соотношение режимных и конструктивных факторов позволяет обеспечить так называемое «квазиизотермическое сжатие» при «сухом» сжатии, то есть без дополнительной подачи капельной охлаждающей жидкости в рабочую камеру; при этом 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. Очевидно, что на эффективность рабочего цикла рассматриваемого поршневого длинноходового тихоходного компрессора будут влиять не только совмещённые процессы сжатия и конденсации аммиака в рабочей камере, но также и процессы всасывания, нагнетания и обратного расширения.

Поэтому следующим шагом исследования рабочих процессов аммиачного поршневого компрессора, рассматриваемым в данной статье, является анализ процесса обратного расширения. Для процесса расширения процесс изменения агрегатного состояния аммиака, на первый взгляд, очевиден. Однако влияние на этот процесс новой совокупности конструктивных и режимных факторов на сегодняшний день не исследовано. Как и при рассмотрении процесса сжатия [24], полученных на сегодняшний день результатов экспериментальных исследований недостаточно для однозначного описания процессов теплообмена в процессе расширения в рассматриваемом объекте. В целом описание этих процессов представляется достаточно сложной задачей, в том

числе и потому, что непонятно, каким образом их схематизировать. По-видимому, примерно равнозначными с точки зрения неопределённости могут являться поверхностные пузырьковая и плёночная, а также объёмная капельная модели, либо их комбинации.

В рамках каждой модели существуют различные методики расчёта коэффициента теплоотдачи, апробированные на каких-либо технических объектах. Для предварительного анализа процесса обратного расширения аммиака в области влажного пара, реализуемого в рабочей камере несмазываемой длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени, представляется целесообразным провести поэтапное исследование различных схематизированных моделей.

В данной статье проводится сравнительный анализ применимости к рассматриваемому объекту несколько известных зависимостей для расчета коэффициента теплоотдачи в рабочей камере этих коэффициентов при пузырьковом кипении, разработанных для других технических объектов. Можно предположить, что рассматриваемая в этой статье проблема актуальна, прежде всего, для холодильной техники, так как реализация рабочего цикла компрессора в области влажного пара может повлиять как на энергетическую эффективность холодильного цикла, так и на конструктивные параметры конденсатора.

#### Методика исследования

Объектом исследования является процесс обратного расширения холодильного агента (аммиака) в герметичной рабочей камере, параметры которой аналогичны параметрам рабочей камеры длинноходового тихоходного поршневого компрессора с линейным приводом [25, 29–32, 24].

В начале процесса обратного расширения аммиак может находиться в состоянии жидкости, влажного, перегретого или насыщенного пара (в зависимости от заданных начальных условий). В процессе обратного расширения за счет продолжительного процесса и интенсивного внешнего теплообмена степень сухости рабочего тела может изменяться с различной интенсивностью.

В силу того, что задачей исследования является преимущественно предварительная оценка влияния выбранных факторов неопределённости 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 объёму 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 обратного расширения определяются соответствующими температурами кипения и конденсации аммиака.

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

Уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы:

$$dU = \delta Q - dL + h'' \cdot dm, \quad (1)$$

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

Суммарное количество теплоты можно представить в виде:

$$\delta Q = \delta Q_{PH} + \delta Q_C. \quad (2)$$

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

$$\delta Q_{PH} = r \cdot dm, \quad (3)$$

где  $dm$  — изменение массы насыщенного пара.

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

$$\delta Q_C = \alpha(T_{P.T.} - T_{CT}) \cdot F \cdot dt, \quad (4)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи;  $T_{P.T.}$ ;  $T_{CT}$  — температура рабочего тела и температура стенки рабочей камеры;  $F$  — площадь теплообмена (поверхности рабочей камеры);  $dt$  — элементарное время протекания процесса.

С учётом принятого допущения о равновесном состоянии двухфазного рабочего тела количество теплоты, подводимой к насыщенному пару, будет определяться как

$$\delta Q_C = \delta Q_C \cdot \frac{c_{п} \cdot m}{c_{п} \cdot m + c_{ж} \cdot m_{ж}}, \quad (5)$$

где  $m_{ж}$  — масса насыщенной жидкости,  $c_{п}$ ,  $c_{ж}$  — модули удельных теплоёмкостей насыщенных пара и жидкости.

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

$$\frac{dP}{dT} = \frac{r}{T(v'' - v')} \cdot \quad (6)$$

Уравнение состояния реальных газов позволяет определить взаимосвязь между параметрами состояния насыщенного пара [33–37]:

$$P \cdot V = z \cdot m \cdot R \cdot T, \quad (7)$$

где  $m$  — масса сжимаемого пара (сухого или насыщенного);  $z$  — коэффициент сжимаемости (определяется по данным программы CoolPack [38]).

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

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT}{d\tau} &= \frac{1}{1 - \frac{r}{R \cdot T} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right)} \cdot \frac{1}{c_{ж} \cdot m \cdot z} \times \\ &\times \left( \frac{\delta Q_C}{d\tau} + \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right) \cdot \frac{c_{ж} \cdot P}{R} \cdot \frac{dV}{d\tau} \right) \\ \frac{dP}{d\tau} &= \frac{1}{1 - \frac{r}{R \cdot T} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right)} \cdot \frac{r}{R \cdot T} \cdot \frac{P}{T} \cdot \frac{1}{c_{ж} \cdot m \cdot z} \times \\ &\times \left( \frac{\delta Q_C}{d\tau} + \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right) \cdot \frac{c_{ж} \cdot P}{R} \cdot \frac{dV}{d\tau} \right) \\ \frac{dx}{d\tau} &= \frac{1}{1 - \frac{r}{R \cdot T} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T}\right)} \cdot \frac{1}{T \cdot m \cdot z} \times \\ &\times \left( \begin{aligned} &\left( \frac{r}{R \cdot T} - 1 \right) \cdot \frac{x}{c_{ж}} \cdot \frac{\delta Q_C}{d\tau} + \\ &+ \left( 1 - x \cdot \left( 1 - \frac{c_p}{c_{ж}} + \frac{r}{c_{ж} \cdot T} \right) \right) \cdot \frac{P}{R} \cdot \frac{dV}{d\tau} \end{aligned} \right). \end{aligned} \right. \quad (8)$$

В данной системе уравнений существенно неопределенным является расчет конвективной теплоотдачи. Температура стенки рабочей камеры теоретически может стремиться как к температуре кипения, так и к температуре конденсации. На сегодняшний день трудно оценить и соотношение количества жидкой фазы и пара, которое будет оставаться в мёртвом объёме к началу процесса расширения. Поскольку более точные данные отсутствуют, эти параметры будем фиксировать в рамках возможного диапазона их изменения; ограничимся анализом влияния выбора методики расчёта коэффициента теплоотдачи в рабочей камере.

Отметим, что при расширении перегретого пара в первом приближении целесообразно было бы воспользоваться известными методиками расчета коэффициента теплоотдачи, применяемого при расчете рабочего процесса газового компрессора. Но при расширении холодильного агента в области влажного пара, сопровождающемся фазовыми переходами, применительно к рассматриваемой компрессорной ступени необходимые данные отсутствуют. По аналогии с [24] и с описанной выше физической моделью, при обратном расширении в первом приближении можно предположить возможность протекания одной из возможных схематизированных моделей кипения аммиака — пузырьковой. Исходя из этого, апробируем в математической модели несколько вариантов расчета коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении, известных из опубликованных источников применительно к различным типам оборудования.

Наиболее применимые методики расчета коэффициента теплоотдачи для пузырьковой модели фазовых превращений аммиака в теплообменных аппаратах и расширительных машинах представлены в [39–50].

Наиболее характерными из них являются следующие:

1) в работе [39] применяется эмпирическое соотношение:

$$Nu_3 = 0,2 \cdot Re^{0,667}; \quad (9)$$

2) в работах [40, 4, 5] предложено соотношение:

$$Nu = C(Pe \cdot K_t^{0,63} \cdot K_c^{0,5})^n; \quad (10)$$

здесь  $C = 3,2 \cdot 10^{-5}$ ,  $n = 0,75$  [40];

3) в работах [44, 45, 4] рассмотрено соотношение:

$$Nu = 0,5 \cdot Ra^{1/4}; \quad (11)$$

4) в работах [39–50] используется зависимость:

$$Nu_6 = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}. \quad (12)$$

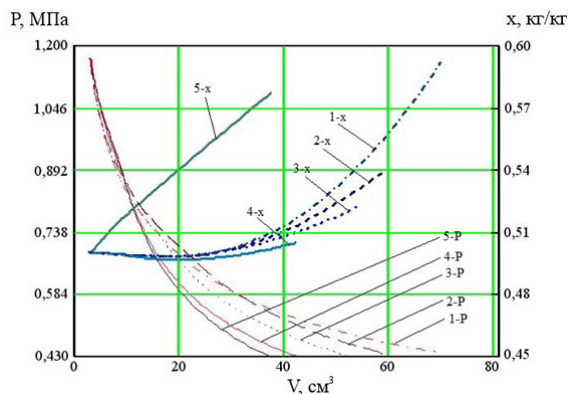
Расшифровка обозначений, присутствующих в уравнениях (1)–(12), представлена в табл. 1. Каждое из приведённых соотношений применимо для известного диапазона конструктивных и режимных параметров исследуемых объектов. Как уже отмечалось, ни один из рассмотренных в упомянутых работах объект в полной мере не соответствует той физической модели и условиям однозначности, которые имеют место в нашем случае. Поэтому ни одному из рассмотренных соотношений для определения числа Нуссельта на данном этапе невозможно отдать предпочтение. Поэтому представляется логичным выполнение сравнительных расчётных исследований процесса обратного расширения при использовании разных методик.

Расчет системы дифференциальных уравнений проводился методом Рунге–Кутты 4-го порядка в пакете MathCad. 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); граничные (температура стенок рабочей камеры (фактор неопределенности), давление нагнетания).

## Результаты исследования

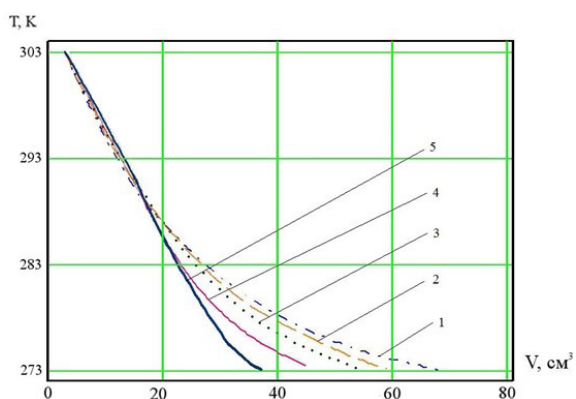
На рис. 1–3 представлены наиболее характерные результаты, отражающие влияние выбора методики расчёта коэффициента теплоотдачи на изменение параметров состояния расширяемого пара, его степени сухости и величины подведённой (отведённой) теплоты. В качестве исходных данных были приняты следующие параметры: температура кипения — 273 К; температура конденсации — 303 К; начальная температура влажного пара в начале процесса расширения — 303 К; рабочее тело — аммиак, средняя скорость поршня — 2 м/с; диаметр цилиндра — 0,02 м; ход поршня — 1,0 м; начальная степень сухости — 0,5; температура внутренней поверхности стенок рабочей камеры — 288 К.

Как видно из представленных результатов, все рассмотренные методики позволяют получить приблизительно равноценные качественные результаты, обеспечивая очень схожий характер изменения величин (рис. 1–3). Это ни в коей мере не относится к оценке количественных результатов (рис. 4–5). Например, окончание процесса расширения при различных методиках происходит при существенно отличных друг от друга величинах объёма рабочей камеры; это отличие может составлять до 50 % и, разумеется, внести существенную неопределённость при расчёте индикаторной работы



**Рис. 1.** Изменение давления и степени сухости влажного пара в процессе обратного расширения при разных вариантах определения коэффициента теплоотдачи (индекс «Р» — изменение давления; индекс «х» — изменение степени сухости): 1 — методика (9); 2 — методика (10); 3 — методика (11); 4 — методика (12); 5 — внешний теплообмен отсутствует

**Fig. 1.** Change in the pressure and degree of dryness of wet steam in the process of reverse expansion with different options for determining the heat transfer coefficient (index «P» — pressure change; index «x» — change in the degree of dryness): 1 — methodology (9); 2 — methodology (10); 3 — methodology (11); 4 — methodology (12); 5 — there is no external heat exchange

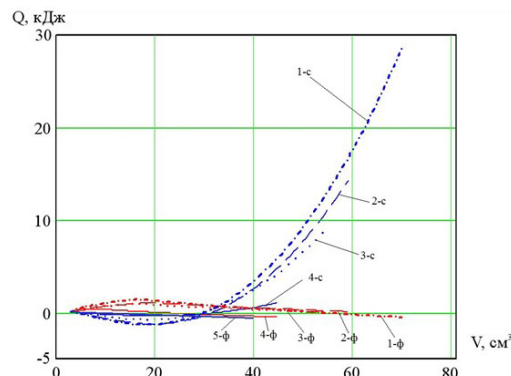


**Рис. 2.** Изменение температуры влажного пара в процессе обратного расширения при разных вариантах определения коэффициента теплоотдачи: 1 — методика (9); 2 — методика (10); 3 — методика (11); 4 — методика (12); 5 — внешний теплообмен отсутствует

**Fig. 2.** Change in the temperature of wet steam in the process of reverse expansion with different options for determining the heat transfer coefficient 1 — methodology (9); 2 — methodology (10); 3 — methodology (11); 4 — methodology (12); 5 — there is no external heat exchange

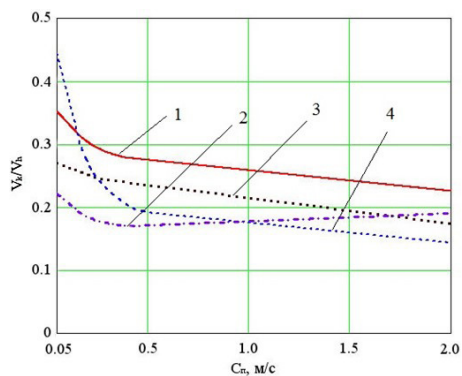
и производительности. Не менее критичными выглядят результаты расчёта конечной величины степени сухости, которая в представленном примере может варьироваться от 0,51 до 0,59.

На рис. 6–8 представлены результаты, дополняющие вышесказанное и отражающие влияние скорости протекания процесса расширения на рассмотренные выше параметры. Расчёты проведены для условий однозначности, приведённых выше. Отчётливо прослеживается влияние средней скорости поршня на интенсивность тепло- и массообмена в процессе расширения и, соответственно, на величину объёма рабочей камеры и степень сухости в конце процесса расширения. В приведённых при-



**Рис. 3.** Влияние выбора методики определения коэффициента теплоотдачи на результаты расчёта количества теплоты при конвективном теплообмене и при фазовых переходах в процессе расширения влажного пара (индекс «с» — конвективный теплообмен; индекс «φ» — фазовые переходы): 1 — методика (9); 2 — методика (10); 3 — методика (11); 4 — методика (12); 5 — внешний теплообмен отсутствует

**Fig. 3.** The influence of the choice of the method for determining the heat transfer coefficient on the results of calculating the amount of heat during convective heat exchange and during phase transitions during the expansion of wet steam (index «с» — convective heat transfer; index «φ» — phase transitions) 1 — methodology (9); 2 — methodology (10); 3 — methodology (11); 4 — methodology (12); 5 — there is no external heat exchange



**Рис. 4.** Влияние средней скорости поршня на величину расчётной относительной величины объёма в конце процесса расширения влажного пара при использовании различных методик определения коэффициента теплоотдачи: 1 — методика (9); 2 — методика (10); 3 — методика (11); 4 — методика (12)

**Fig. 4.** The effect of the average piston speed on the calculated relative volume value at the end of the wet steam expansion process using various methods for determining the heat transfer coefficient 1 — methodology (9); 2 — methodology (10); 3 — methodology (11); 4 — methodology (12)

мерах разница между этими величинами может составить около 50 % и 60 % соответственно, что указывает на существенную значимость средней скорости поршня как одного из режимных параметров рассматриваемого компрессора.

Но если скорость поршня при расчёте процесса обратного расширения влажного пара может быть задана и является вполне определённой величиной, то применительно к нашему объекту исследования этого нельзя сказать о таких факторах, как температура стенки рабочей камеры и степень сухости в начале процесса расширения.

Отсутствие данных приводит к необходимости предполагать, что степень сухости в начале про-

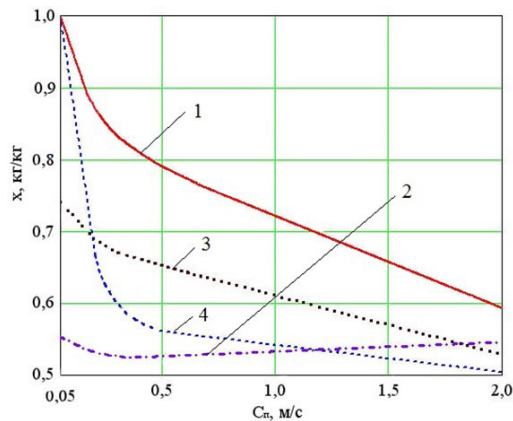


Рис. 5. Влияние средней скорости поршня на величину расчётной величины степени сухости в конце процесса расширения влажного пара при использовании различных методик определения коэффициента теплоотдачи: 1 — методика (9); 2 — методика (10); 3 — методика (11); 4 — методика (12)

Fig. 5. The effect of the average speed of the piston on the calculated value of the degree of dryness at the end of the wet steam expansion process using various methods for determining the heat transfer coefficient: 1 — methodology (9); 2 — methodology (10); 3 — methodology (11); 4 — methodology (12)

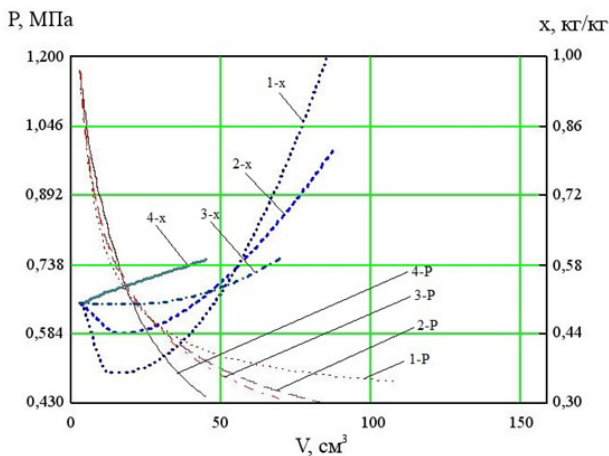


Рис. 6. Изменение давления и степени сухости влажного пара в процессе обратного расширения при разных средних скоростях поршня (индекс «P» — изменение давления; индекс «x» — изменение степени сухости): 1 — 0,05 м/с; 2 — 0,25 м/с; 3 — 2 м/с; 4 — внешний теплообмен отсутствует

Fig. 6. Change in pressure and degree of dryness of wet steam during reverse expansion at different average piston speeds (index «P» — pressure change; index «x» — change in the degree of dryness): 1 — 0,05 m/s; 2 — 0,25 m/s; 3 — 2 m/s; 4 — there is no external heat exchange

цесса расширения может быть близка как к 1, так и к 0. Похожая ситуация и с температурой стенки цилиндра, величина которой теоретически может быть близка как к температуре кипения, так и к температуре конденсации. Насколько значимы эти факторы неопределённости, показывают результаты, представленные на рис. 9–10 и рис. 11–12 (расчёты выполнены для следующих условиях однозначности: расчёт теплообмена с использованием методики (9); средняя скорость поршня 2 м/с; остальные условия аналогичны условиям для расчётов, результаты которых представлены на рис. 1–3).

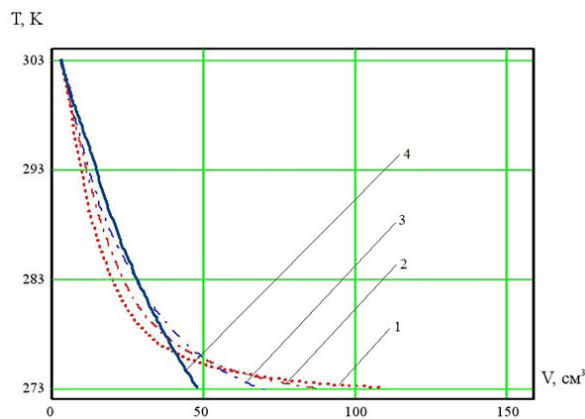


Рис. 7. Изменение температуры влажного пара в процессе обратного расширения при разных средних скоростях поршня: 1 — 0,05 м/с; 2 — 0,25 м/с; 3 —  $v_n = 2$  м/с; 4 — внешний теплообмен отсутствует

Fig. 7. Change in the temperature of wet steam during reverse expansion at different average piston speeds: 1 — 0,05 m/s; 2 — 0,25 m/s; 3 — 2 m/s; 4 — there is no external heat exchange

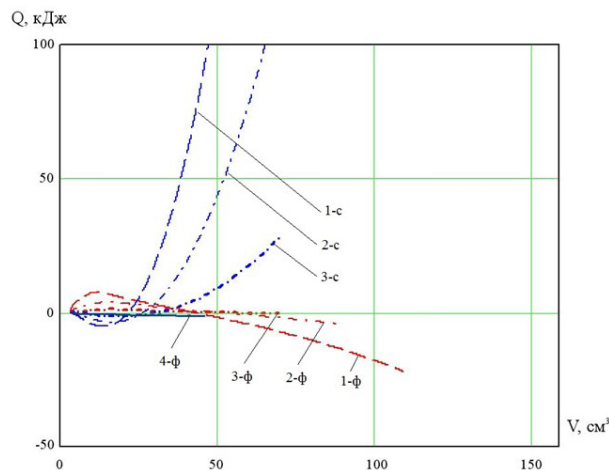


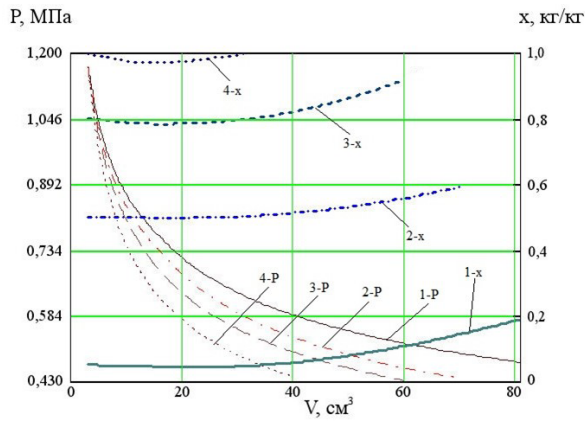
Рис. 8. Влияние величины средней скорости поршня на результаты расчёта количества теплоты при конвективном теплообмене и при фазовых переходах в процессе расширения влажного пара (индекс «с» — конвективный теплообмен; индекс «ф» — фазовые переходы): 1 — 0,05 м/с; 2 — 0,25 м/с; 3 — 2 м/с; 4 — внешний теплообмен отсутствует

Fig. 8. The effect of the average piston velocity on the results of calculating the amount of heat during convective heat exchange and during phase transitions during the expansion of wet steam (index «с» — convective heat transfer; index «ph» — phase transitions): 1 — 0,05 m/s; 2 — 0,25 m/s; 3 — 2 m/s; 4 — there is no external heat exchange

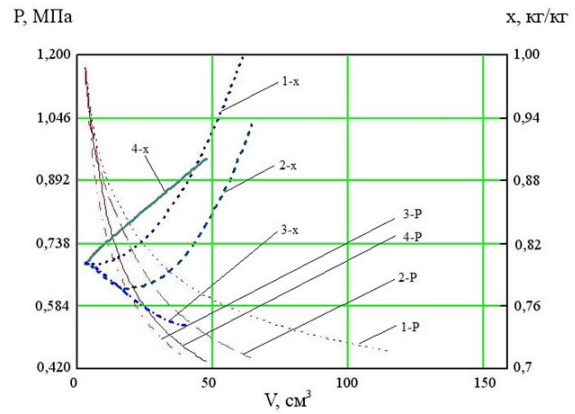
Вполне очевидно, что и начальная степень сухости влажного пара, и средняя температура стенок рабочей камеры оказывают существенное влияние как на характер протекания процесса расширения влажного пара, так и на его интегральные характеристики.

### Закключение

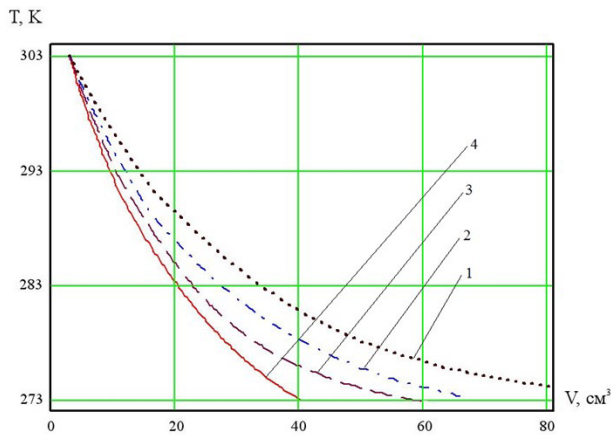
Полученные результаты расчетных исследований выявили существенные особенности процесса расширения аммиака в области влажного пара. Показано, что характер изменения текущих парамет-



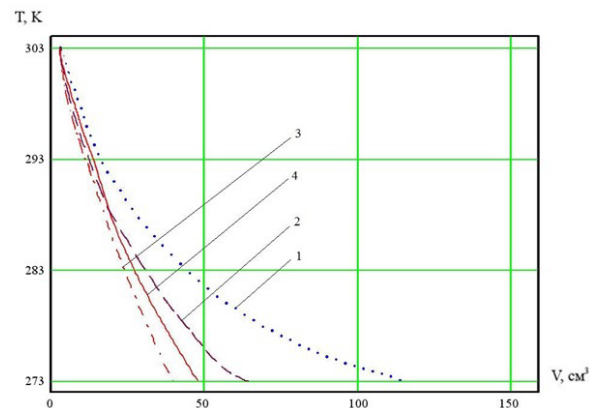
**Рис. 9.** Изменение давления и степени сухости влажного пара в процессе обратного расширения при разных величинах его начальной степени сухости (индекс «Р» — изменение давления; индекс «х» — изменение степени сухости): 1 — 0,05 кг/кг; 2 — 0,5 кг/кг; 3 — 0,8 кг/кг; 4 — 1 кг/кг  
**Fig. 9.** Change in the pressure and degree of dryness of wet steam in the process of reverse expansion at different values of its initial degree of dryness (index «Р» — pressure change; index «х» — change in the degree of dryness)  
 1 — 0,05 kg/kg; 2 — 0,5 kg/kg; 3 — 0,8 kg/kg; 4 — 1 kg/kg



**Рис. 11.** Изменение давления и степени сухости влажного пара в процессе обратного расширения при разных величинах средней температуры стенок рабочей камеры (индекс «Р» — изменение давления; индекс «х» — изменение степени сухости): 1 — 303 К; 2 — 288 К; 3 — 273 К; 4 — внешний теплообмен отсутствует  
**Fig. 11.** Changes in the pressure and degree of dryness of wet steam during reverse expansion at different values of the average temperature of the walls of the working chamber:  
 1 — 303 K; 2 — 288 K; 3 — 273 K;  
 4 — there is no external heat exchange



**Рис. 10.** Изменение температуры влажного пара в процессе обратного расширения при разных величинах его начальной степени сухости: 1 — 0,05 кг/кг; 2 — 0,5 кг/кг; 3 — 0,8 кг/кг; 4 — 1 кг/кг  
**Fig. 10.** The change in the temperature of wet steam in the process of reverse expansion at different values of its initial degree of dryness: 1 — 0,05 kg/kg; 2 — 0,5 kg/kg; 3 — 0,8 kg/kg; 4 — 1 kg/kg



**Рис. 12.** Изменение температуры влажного пара в процессе обратного расширения при разных величинах средней температуры стенок рабочей камеры: 1 — 303 К; 2 — 288 К; 3 — 273 К; 4 — внешний теплообмен отсутствует  
**Fig. 12.** Change in the temperature of wet steam in the process of reverse expansion at different values of the average temperature of the walls of the working chamber: 1 — 303 K; 2 — 288 K; 3 — 273 K; 4 — there is no external heat exchange

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

Обозначение	Наименование	Единица измерения
$r$	Удельная теплота парообразования	кДж/кг
$v', v''$	Удельный объем насыщенной жидкости и насыщенного пара	м <sup>3</sup> /кг
$h''$	Энтальпия насыщенного пара	кДж/кг
$Pe$	Число Пекле [4–5; 40–41]	—
$Pr$	Число Прандтля [39–50]	—
$Ra$	Число Релея [4; 44–45]	—
$Re$	Число Рейнольдса [39–50]	—
$K_t$	Комплексная переменная, характеризующая отношение теплоты испарения к теплоте перегрева жидкости [3–5; 40–45]	—
$K_o$	Комплексная переменная, характеризующая соотношение между теплотой испарения и свободной энергией поверхностного слоя [3–5; 40–45]	—

тров состояния в рабочей камере и степени сухости аммиака существенно зависят от температуры стенок рабочей камеры, в которой происходит процесс сжатия, от начальной степени сухости, от средней скорости поршня, а также от величины коэффициента теплоотдачи. На сегодняшний день достоверная информация по температуре стенок, начальной степени сухости и коэффициенту теплоотдачи применительно к рассматриваемому объекту исследования отсутствует, что позволяет считать эти факторы существенно неопределенными и ставить задачу по их исследованию и уточнению.

#### СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

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. Теплообмен / Под ред. С. Н. Богданова, 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 (2). 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/IMESE201666666.
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. 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. 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.
25. 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.
26. 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.
27. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.
28. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.
29. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.
30. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.

31. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.
32. 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.
33. Bosniakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p.
34. Aksenov A., Kozhukhov Y., Sokolov M. [et al.]. 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.
35. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Neverov V. V. [et al.]. 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.
36. 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.
37. 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.
38. CoolPack: программный комплекс для расчётов и построения моделей холодильных систем. URL: <https://soft.mydiv.net/win/files-CoolPack.html>. (дата обращения: 25.01.2021).
39. Новотельнов В. Н., Сулов А. Д. Криогенные машины. Санкт-Петербург: Политехника, 1991. 335 с.
40. Кутепов А. М., Стерман С. Л., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. Москва: Высш. шк., 1986. 448 с.
41. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Москва: Энергия, 1977. 344 с.
42. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. Ленинград, Москва: Госэнергоиздат, 1959. 414 с.
43. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. Москва: Энергия, 1967. 412 с.
44. Лабунцов Д. А. Обобщенные зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей // Теплоэнергетика. 1960. № 5. С. 76–81.
45. Лабунцов Д. А. Обобщенные зависимости для критических тепловых нагрузок при кипении жидкостей в условиях свободного движения // Теплоэнергетика. 1960. № 7. С. 76–80.
46. Андреев В. А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. Основы расчета и проектирования. Ленинград: Энергия, 1971. 152 с.
47. Лыков А. В. Теплообмен. Справочник. Москва: Энергия, 1978. 480 с.
48. Нестеренко А. В. Тепло- и массообмен при испарении жидкости со свободной поверхности // Журнал технической физики. 1954. Т. 24, вып. 4. С. 729–741.
49. Аметистов Е. В., Григорьев В. А., Емцев Б. Т. [и др.]. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник. Москва: Энергоатомиздат, 1982. 512 с.
50. Должиков А. С., Могорычный В. И. Анализ применимости методик расчета коэффициента теплоотдачи при кипении многокомпонентных рабочих тел // Вестник МЭИ. 2017. № 6. С. 106–112. DOI: 10.24160/1993-6982-2017-6-106-112.

**САДВАКАСОВ Даурен Хайринович**, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 5444-8510

AuthorID (РИНЦ): 1013658

AuthorID (SCOPUS): 57191039081

Адрес для переписки: [dkhsadvakasov@omgtu.ru](mailto:dkhsadvakasov@omgtu.ru)

**ЧЕРНОВ Герман Игоревич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, Омск.

SPIN-код: 2144-5462

AuthorID (РИНЦ): 176943

AuthorID (SCOPUS): 56503369900

Адрес для переписки: [gi\\_chernov2002@mail.ru](mailto:gi_chernov2002@mail.ru)

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института ОмГТУ, Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: [yusha@omgtu.ru](mailto:yusha@omgtu.ru)

#### Для цитирования

Садвакасов Д. Х., Чернов Г. И., Юша В. Л. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса обратного расширения аммиака в тихоходной поршневой компрессорной ступени. Часть 1. // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 1. С. 44–54. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-44-54.

Статья поступила в редакцию 11.02.2022 г.

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



# THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF UNCERTAINTY FACTORS ON MATHEMATICAL MODELING OF PROCESS OF REVERSE EXPANSION OF AMMONIA IN LOW-SPEED RECIPROCATING COMPRESSOR STAGE. PART 1

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

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

The paper presents an analysis of the influence on the mathematical modeling of the process of reverse expansion of ammonia in the area of wet steam, implemented in the working chamber of the reciprocating compressor stage, of such uncertainty factors as the method for calculating the heat transfer coefficient, the surface temperature of the wall of the working chamber and the degree of dryness at the beginning of the process of reverse expansion. The mathematical model is based on the equations of the first law of thermodynamics for a body of variable mass, the equation of state of a real gas, the Clausius–Clausius and Newton–Richmann equations. The results of the calculation showed that the instantaneous values of the pressure and temperature of ammonia, as well as its degree of dryness during reverse expansion in the wet steam region, significantly depend on the chosen method for calculating the heat transfer coefficient. The process under consideration is also significantly influenced by the temperature of the walls of the compressor working chamber, in which the compression process is implemented, and the degree of dryness of ammonia at the beginning of the expansion process.

**Keywords:** ammonia, wet steam, superheated steam, reverse expansion process, mathematical model, heat transfer coefficient, nucleate boiling.

## 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. Teplomassoobmen [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 (2). 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. Woodhead Publishing, 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. Springers-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., Brümmer 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 free-piston linear expander // Applied Energy. 2017. Vol. 195. P. 93–99. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.03.032. (In Engl.).

19. Lemorta V., Guillaumea L., Legros A. [et al.]. A comparison of piston, screw and scroll expanders for small-scale Rankine Cycle systems // The 3rd International Conference on Microgeneration 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 turbokompresory [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. 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. (In Russ.).
25. 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.).
26. 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.).
27. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Goshlyya 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.).
28. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.).
29. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.).
30. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.).
31. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi 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.).
32. 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.).
33. Bosniakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I [Engineering Thermodynamics: Part I]. Darmstadt: Steinkopff, 1998. 543 S. (In Germ.).
34. Aksenov A., Kozhukhov Y., Sokolov M. [et al.]. 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.).
35. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Neverov V. V. [et al.]. 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.).
36. 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.).
37. 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.).
38. CoolPack: programmnyy kompleks dlya raschotov i postroyeniya modeley kholodil'nykh sistem [CoolPack: software package for calculations and building models of refrigeration systems]. URL: <https://soft.mydiv.net/win/files-CoolPack.html>. (дата обращения: 25.01.2021). (In Engl.).
39. Novotel'nov V. N., Suslov A. D. Kriogennyye mashiny [Cryogenic machines]. St. Petersburg, 1991. 335 p. (In Russ.).
40. Kutepov A. M., Sterman S. L., Styushin N. G. Gidrodinamika i teploobmen pri paroobrazovanii [Hydrodynamics and heat transfer during vaporization]. Moscow, 1986. 448 p. (In Russ.).
41. Mikheyev M. A., Mikheyeva I. M. Osnovy teploperedachi [Fundamentals of heat transfer]. Moscow, 1977. 344 p. (In Russ.).
42. Kutateladze S. S., Borishanskiy V. M. Spravochnik po teploperedache [Heat Transfer Handbook]. St. Petersburg, Moscow, 1959. 414 p. (In Russ.).
43. Petukhov B. S. Teploobmen i soprotivleniye pri laminarnom techenii zhidkosti v trubakh [Heat transfer and resistance in laminar fluid flow in pipes]. Moscow, 1967. 412 p. (In Russ.).
44. Labuntsov D. A. Generalized dependencies for heat transfer during bubble boiling of liquids [Generalized dependencies for heat transfer during nucleate boiling of liquids] // Teploenergetika. *Thermal Engineering*. 1960. No. 5. P. 76–81. (In Russ.).
45. Labuntsov D. A. Obobshchennyye zavisimosti dlya kriticheskikh teplovykh nagruzok pri kipenii zhidkostey v usloviyakh svobodnogo dvizheniya [Generalized Dependencies for Critical Thermal Loads at Boiling Liquids in Conditions of Free Motion] // Teploenergetika. *Thermal Engineering*. 1960. No. 7. P. 76–80. (In Russ.).
46. Andreyev V. A. Teploobmennyye apparaty dlya vyazkikh zhidkostey. Osnovy rascheta i proyektirovaniya [Heat exchangers for viscous liquids. Fundamentals of calculation and engineering]. St. Petersburg, 1971. 152 p. (In Russ.).
47. Lykov A. V. Teplomassoobmen. Spravochnik [Heat and mass transfer. Handbook]. Moscow, 1978. 480 p. (In Russ.).
48. Nesterenko A. B. Teplo- i massoobmen pri isparenii zhidkosti so svobodnoy poverkhnosti [Heat and mass transfer during the evaporation of a liquid from a free surface] // Zhurnal tekhnicheskoy fiziki. *Journal of Technical Physics*. 1954. Vol. 24, Issue 4. P. 729–741. (In Russ.).
49. Ametistov E. V., Grigor'yev V. A., Emtsev B. T. [et al.]. Teplo- i massoobmen. Teplotekhnicheskyy eksperiment.

Spravochnik [Heat and mass transfer. Thermal engineering experiment. Handbook]. Moscow, 1982. 512 p. (In Russ.).

50. Dolzhikov A. S., Mogorychnyy V. I. Analiz primenimosti metodik rascheta koeffitsiyenta teplootdachi pri kipenii mnogokomponentnykh rabochikh tel // [Analyzing the applicability of procedures for calculating the coefficient of heat transfer in boiling of multicomponent working fluids] // Vestnik MEI. *Vestnik MEI*. 2017. No. 6. P. 106 – 112. DOI: 10.24160/1993-6982-2017-6-106-112. (In Russ.).

**SADVAKASOV Dauren Khayrinasovich**, Assistant of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

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 Engineering and Technology Department, OmSTU, Omsk.

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 Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department, OmSTU, Omsk.

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 influence of uncertainty factors on mathematical modeling of process of reverse expansion of ammonia in low-speed reciprocating compressor stage. Part 1 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 1. P. 44 – 54. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-44-54.

Received February 11, 2022.

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