

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ВЛАЖНОГО ВОДЯНОГО ПАРА В РАБОЧЕЙ КАМЕРЕ ПОРШНЕВОГО ДЛИННОХОДОВОГО ЛИНЕЙНОГО ПРИВОДА КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА

А. А. Капелюховская¹, Г. И. Чернов¹, А. Ю. Громов²,
А. М. Калашников¹, В. И. Карагузов¹, А. М. Парамонов¹

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²АО НТК «Криогенная техника»,
Россия, 644105, г. Омск, ул. 22 Партсъезда, д. 97, корп. 1

В данной работе рассматривается процесс расширения влажного водяного пара в поршневом длинноходовом тихоходном приводе малорасходного компрессорного агрегата. Исследование проводилось на основе разработанной математической модели, включающей как основные термодинамические уравнения, так и уравнения, описывающие процесс теплообмена рабочего вещества со стенками рабочей камеры в процессе расширения.

Результаты проведенных расчетов отражают зависимости давления, температуры и степени сухости от изменения объема рабочей полости при различных значениях начальной степени сухости в процессе расширения и времени протекания процесса. Анализ полученных результатов показывает, что увеличение времени цикла и уменьшение начальной степени сухости приводит к интенсификации процесса конденсации влажного пара в процессе расширения и возможности получения полной конденсации рабочего тела.

Ключевые слова: процесс расширения, конденсация, поршневой агрегат, влажный пар.

Введение

Актуальность темы работы обусловлена тем, что одной из основных научно-технических проблем является повышение эффективности технологических и энергетических систем посредством частичной рекуперации выбрасываемой в окружающую среду тепловой энергии и возвращение её обратно в систему.

Существует большое количество технологий восстановления отбросной тепловой энергии [1–5]. Отработанное тепло может быть использовано для получения дополнительной механической или электрической энергии посредством реализации цикла Калины, органического или парового цикла Ренкина (ОЦР или ПЦР) или треугольного парожидкостного цикла (ТПЖЦ) [6–9]. При этом система ОЦР (ПЦР) одна из немногих, которая смогла выйти на уровень промышленного внедрения [10–12]. Другие технологии все еще мало изучены и имеют ограниченное применение.

Эффективность органического или парового цикла Ренкина во многом определяется эффективностью процесса расширения, который может быть реализован в области влажного пара. Расширение влажного пара позволяет снизить массогабаритные характеристики расширителя по сравнению с расширением газа или перегретого пара. Этот процесс может быть осуществлён в машинах объёмного действия, таких как винтовой, спиральный или поршневой расширителя [13–15]. Каждый из этих агрегатов наиболее эффективно реализуется в определённой области изменения давления и расхода рабочего вещества. Как известно, КПД

паровых расширителей увеличивается при росте рабочего давления [16]. В этом смысле поршневая машина предпочтительней других агрегатов. При этом процесс расширения может осуществляться в области влажного пара с интенсивным внешним охлаждением, в результате чего можно достичь низких значений степени сухости влажного пара на выходе из расширителя. Это, в свою очередь, позволит уменьшить массогабаритные характеристики конденсатора в ОЦР. Из сказанного видно, что исследование процесса расширения влажного пара в поршневом агрегате является актуальной научно-технической задачей.

Для реализации интенсивного внешнего охлаждения время контакта и поверхность контакта влажного пара со стенками рабочей полости должны быть относительно большими, что может быть реализовано на длинноходовом тихоходном поршневом расширителе. В настоящее время появились поршневые машины, в которых отношение хода поршня к диаметру цилиндра и время цикла значительно отличаются от принятых в настоящее время диапазонов значений данных параметров и составляют соответственно $\psi > 10$ и $\tau = 1 \dots 6$ с. Особенности функционирования тихоходных агрегатов представлены в работах [17–22]. Таким образом, объектом исследования является поршневой длинноходовой расширитель, реализующий процесс расширения влажного пара с высокой интенсивностью внешнего охлаждения. Целью данной работы является исследование влияния различных режимных факторов на процесс расширения влажного пара. Исследование проводилось на основе разработанной математической модели, включающей как основ-

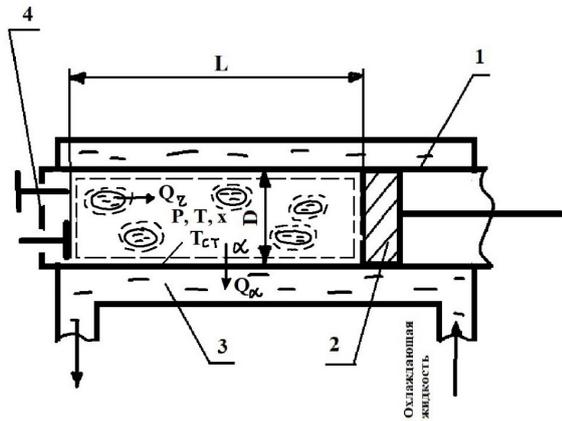


Рис. 1. Расчётная схема длинноходового поршневого расширителя:
 1 — цилиндр; 2 — поршень со штоком;
 3 — охлаждающая рубашка;
 4 — крышка цилиндра с клапанами; L — ход поршня;
 D — диаметр цилиндра P, T, x — расчётные параметры;
 T_{ct} — температура стенок; a — коэффициент теплоотдачи;
 Qr — теплота фазового перехода;
 Qa — теплота, отводимая охлаждающей жидкостью
 Fig. 1. Design diagram of a long-stroke piston expander:
 1 — cylinder; 2 — piston with rod; 3 — cooling jacket;
 4 — cylinder cover with valves; L — piston stroke;
 D — cylinder diameter P, T, x — design parameters;
 T_{ct} — wall temperature; a — heat transfer coefficient;
 Qr — heat of the phase transition;
 Qa — heat removed by the coolant

Таблица 1. Характеристики поршневого расширителя
 Table 1. Characteristics of a piston expander

| | |
|---|-------|
| Диаметр цилиндра, мм | 20 |
| Ход поршня, мм | 500 |
| Относительный мёртвый объём, % | 0,01 |
| Максимальный объём рабочей полости, см ³ | 157,1 |
| Степень расширения | 11,35 |

ные термодинамические уравнения, так и процесс теплообмена рабочего вещества с окружающей средой в процессе расширения.

Методика исследования

Методика исследования содержит расчётную схему моделируемого поршневого расширителя, физическую модель процесса расширения, математическую модель, построенную на основе физической модели, а также совокупность граничных и начальных условий.

Расчётная схема

В работе рассмотрен поршневой расширитель, схема и основные характеристики которого представлены на рис. 1 и в табл. 1.

Физическая модель

Физическая модель включает следующие допущения.

1. Рабочее вещество — влажный пар, находящийся в состоянии равновесия.
2. Термодинамическая система — сухой насыщенный пар в составе влажного пара.
3. Теплоёмкость насыщенной жидкости постоянна.
4. Удельная теплота парообразования зависит от температуры (давления) влажного пара.

5. Имеет место теплообмен между насыщенным паром и насыщенной жидкостью, а также насыщенным паром и стенками рабочей полости расширителя.

6. Коэффициент теплоотдачи между насыщенным паром и стенками рабочей полости принимается постоянной величиной.

7. Насыщенная жидкость рассматривается как несжимаемая с постоянным удельным объёмом

8. Температура стенок рабочей полости считается постоянной на всём рабочем цикле расширителя.

9. Насыщенный пар рассматривается как идеальный газ.

10. Массообмен между рабочей и смежными полостями отсутствует.

Система основных расчётных уравнений

В основе математической модели поршневой расширительной машины лежат следующие известные уравнения, такие как уравнение первого закона термодинамики для открытой системы, уравнение Клайперона—Клаузиуса; уравнение состояния идеального газа для насыщенного пара.

Первый закон термодинамики для открытой системы имеет вид:

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

Это уравнение учитывает подвод энергии к термодинамической системе, связанный с поступлением массы насыщенного пара $h'' \cdot dm''$ в результате выкипания жидкости, при этом от насыщенного пара $r \cdot dm''$ отводится теплота парообразования, которая подводится к жидкости.

m'' — масса насыщенного пара;

h'' — удельная энтальпия насыщенного пара;

$h'' - h'$ = r — удельная теплота парообразования;

U'' — полная внутренняя энергия насыщенного пара.

$$dU'' = d(u'' \cdot m''); \quad (2)$$

$$u'' = h' - p \cdot v'' = h'' - R \cdot T; \quad (3)$$

$$h' = c(T - 273); \quad (4)$$

$$h'' = h' + r = c(T - 273) + r, \quad (5)$$

где c — удельная теплоёмкость жидкости; h' — удельная энтальпия насыщенной жидкости.

$$\delta L'' = p \cdot dV'', \quad (6)$$

где V'' — объём сухого насыщенного пара в рабочей полости.

$$V'' = V - V', \quad (7)$$

где $V' = v' \cdot m'$ — объём насыщенной жидкости; m' — масса насыщенной жидкости; V — объём рабочей полости.

$$m' = m - m'', \quad (8)$$

где m — масса влажного пара.

$$V' = v' \cdot m' = v'(m - m''); \quad (9)$$

$$V'' = V - v'(m - m''). \quad (10)$$

Уравнение Клайперона – Клаузиуса имеет вид

$$dp = \frac{r}{T(v'' - v')} \cdot dT. \quad (11)$$

Уравнение состояния идеального газа для насыщенного пара

$$p \cdot V'' = m \cdot R \cdot T. \quad (12)$$

В дифференциальной форме

$$dm = \frac{m}{p} \cdot dp + \frac{m}{V''} \cdot dV'' - \frac{m}{T} \cdot dT. \quad (13)$$

В итоге, система уравнений имеет вид

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{1}{m(c-R)} \cdot \frac{\delta Q}{d\varphi} - \frac{p}{m(c-R)} \times \\ &\times \frac{dV}{d\varphi} - \frac{r-R \cdot T + p \cdot v'}{m(c-R)} \cdot \frac{dm}{d\varphi} \\ \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{r}{T(v'' - v')} \cdot \frac{dT}{d\varphi} \\ \frac{dm}{d\varphi} &= \frac{V - v' \cdot (m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \frac{m}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} + \\ &+ \frac{m}{V - v' \cdot m_0} \cdot \frac{dV}{d\varphi} - \frac{V - v'(m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \frac{m}{T} \cdot \frac{dT}{d\varphi}, \end{aligned} \right. \quad (14)$$

где φ — угол поворота ведущего ротора.

После преобразований можно получить систему уравнений в окончательном виде:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{1}{m(c-R)} \cdot \frac{\delta Q}{d\varphi} - \\ &- \frac{(r-R \cdot T + p \cdot v') \cdot \frac{m}{V - v' \cdot m_0} + p}{m(c-R) \left[1 + \frac{V - v' \cdot (m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p(v'' - v')} - 1 \right) \cdot \frac{\frac{r}{R \cdot T} - 1}{\frac{c}{R} - 1} \right]} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \\ \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{1}{m(c-R)} \cdot \frac{r}{T \cdot (v'' - v')} \cdot \frac{\delta Q}{d\varphi} - \\ &- \frac{(r-R \cdot T + p \cdot v') \cdot \frac{m}{V - v' \cdot m_0} + p}{m(c-R) \left[1 + \frac{V - v' \cdot (m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p(v'' - v')} - 1 \right) \cdot \frac{\frac{r}{R \cdot T} - 1}{\frac{c}{R} - 1} \right]} \cdot \frac{r}{T \cdot (v'' - v')} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \\ \frac{dm}{d\varphi} &= \frac{\frac{V - v' \cdot (m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p(v'' - v')} - 1 \right)}{1 + \frac{V - v' \cdot (m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p(v'' - v')} - 1 \right) \cdot \frac{\frac{r}{R \cdot T} - 1}{\frac{c}{R} - 1}} \cdot \frac{1}{T(c-R)} \cdot \frac{\delta Q}{d\varphi} - \\ &- \frac{\left(\frac{r}{p(v'' - v')} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\frac{c}{R} - 1} - 1}{1 + \frac{V - v' \cdot (m_0 - m)}{V - v' \cdot m_0} \cdot \left(\frac{r}{p(v'' - v')} - 1 \right) \cdot \frac{\frac{r}{R \cdot T} - 1}{\frac{c}{R} - 1}} \cdot \frac{m}{V - v' \cdot m_0} \cdot \frac{dV}{d\varphi}. \end{aligned} \right. \quad (15)$$

Теплообмен между насыщенным паром и стенками полости определяется уравнением Ньютона – Рихмана

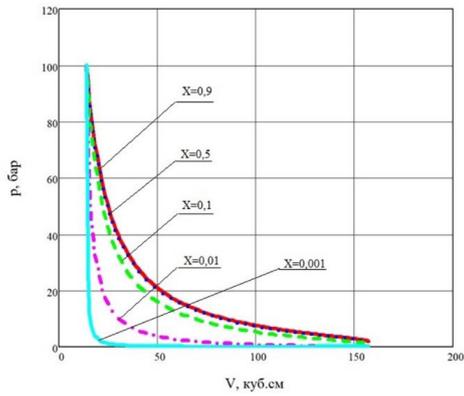
$$\frac{\delta Q}{dt} = \alpha(T_{CT} - T) \cdot F, \quad (16)$$

где α — коэффициент теплоотдачи между стенками и влажным паром в рабочей полости; T_{CT} — темпе-

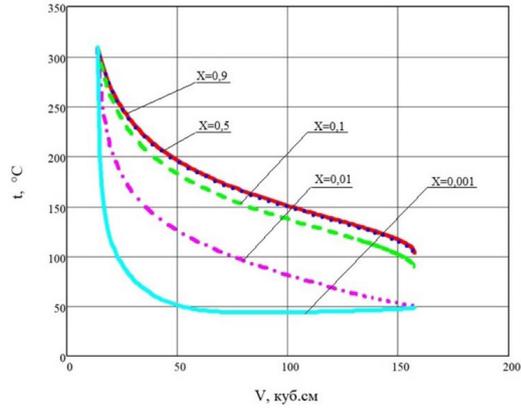
ратура стенок; F — площадь поверхности стенок, контактирующих с влажным паром.

Условия однозначности

К условиям однозначности относят условия геометрической однозначности, физической однозначности, граничные и начальные условия. В качестве условий физической однозначности используются значения физических свойств рабочего вещества — воды, а именно значений удельной массовой те-



а)



б)

Рис. 2. Зависимости давления: а) и температуры, б) объёма рабочей полости при разных значениях начальной степени сухости и времени цикла 1 секунда
Fig. 2. Dependences of pressure: a) and temperature, б) of the volume of the working cavity at different values of the initial degree of dryness and cycle time of 1 second

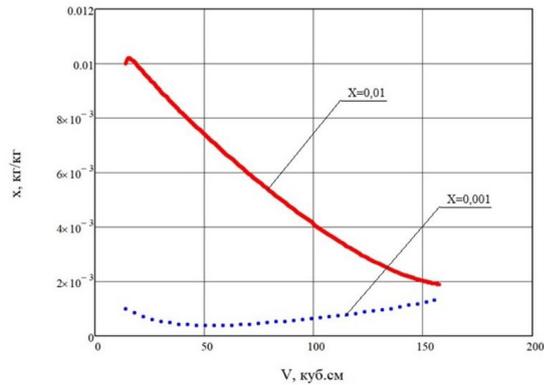
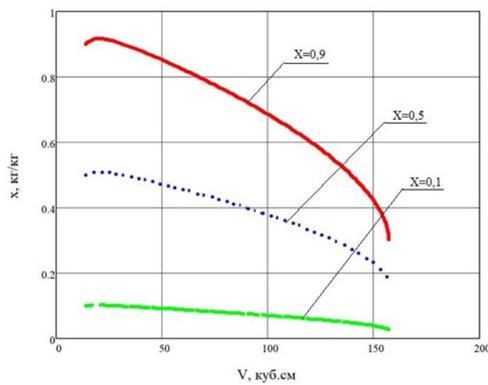
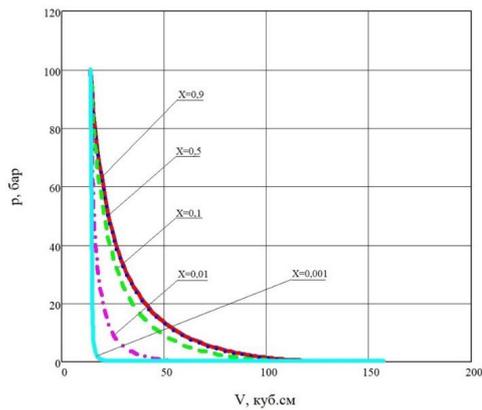
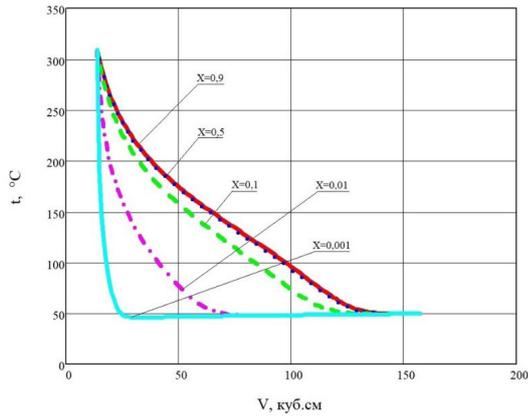


Рис. 3. Зависимости степени сухости от объёма рабочей полости при разных значениях начальной степени сухости и времени цикла 1 секунда
Fig. 3. Dependences of the degree of dryness on the volume of the working cavity at different values of the initial degree of dryness and a cycle time of 1 second



а)



б)

Рис. 4. Зависимости давления: а) и температуры, б) объёма рабочей полости при разных значениях начальной степени сухости и времени цикла 4 секунды
Fig. 4. Dependences of pressure: а) and temperature, б) of the volume of the working cavity at different values of the initial degree of dryness and cycle time of 4 seconds

плотности жидкости $c = 4190$ Дж/(кг·К), значение удельной газовой постоянной $R = 462$ Дж/(кг·К), удельного объёма жидкости $v = 0,001$ м³/кг, зависимость удельной теплоты парообразования от температуры насыщения. Также к условиям физической

однозначности относится значение коэффициента теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи в процессе конденсации может принимать значения в широком диапазоне от нескольких сотен до нескольких десятков тысяч Вт/(м²·К) в зависимости степени

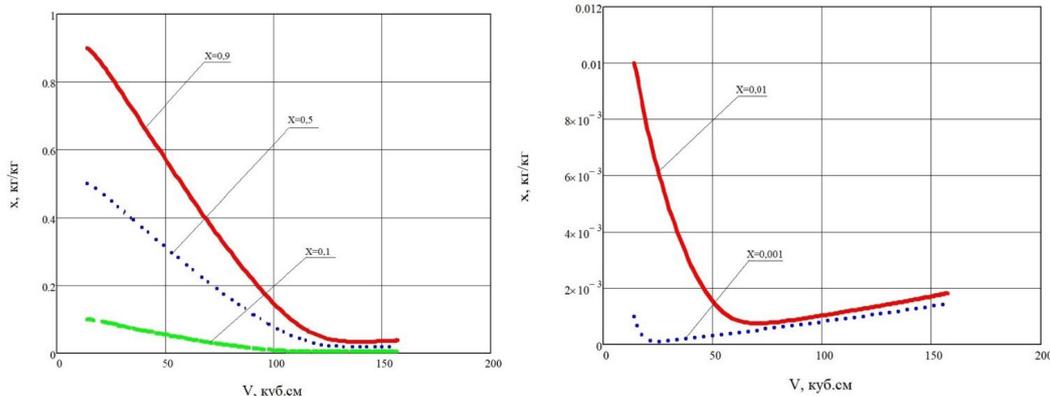


Рис. 5. Зависимости степени сухости объёма рабочей полости при разных значениях начальной степени сухости и времени цикла 4 секунды
Fig. 5. Dependences of the degree of dryness of the volume of the working cavity at different values of the initial degree of dryness and cycle time of 4 seconds

сухости, которая меняется в процессе расширения, скорости протекания процесса, температуры охлаждающих стенок и других факторов. Иначе говоря, величина коэффициента теплоотдачи является фактором неопределённости, который оказывает существенное влияние на процесс расширения влажного пара и зависимость которого от режимных параметров должна быть отдельно исследована. В первом приближении в данной работе величина коэффициента теплоотдачи принималась равной $1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

К условиям геометрической однозначности относят геометрию рабочей полости расширителя, которая представлена в табл. 1.

В качестве граничных условий задаются условия теплообмена между насыщенным паром и стенками рабочей полости, а именно задаются температура стенок и коэффициент теплоотдачи.

В качестве начальных условий задаются значения давления и температуры насыщенного пара, масса насыщенного пара и степень сухости на момент закрытия впускного клапана. Рабочим веществом является вода. При проведении расчёта принимались давление впуска $p_{вп} = 10 \text{ МПа}$; температура впуска $T = 582 \text{ К}$.

Результаты исследования и их анализ

При проведении расчётов на основе разработанной модели варьируемыми параметрами были начальная степень сухости влажного пара, а также время цикла. Расчёты проводились на основе разработанной программы, реализующей решение системы дифференциальных уравнений (15) и (16) в среде Mathcad. В результате решения были получены зависимости давления, температуры и степени сухости от величины объёма рабочей полости расширителя. Результаты расчётов представлены на рис. 2–5.

Из графиков на рис. 2 видно, что снижение начальной степени сухости приводит к более резкому снижению давления и температуры, причём если при значениях начальной степени сухости до 0,1 скорости падения давления и температуры практически не изменяются, то после значения 0,01 изменения становятся существенными. Это можно объяснить тем, что при значениях степени сухости до 0,1 начальный объём, занимаемый насыщенным паром, практически равен начальному объёму ра-

бочей полости, а значит, степень расширения одинакова. Если начальная степень сухости становится меньше 0,01, то объём, занимаемый жидкостью в начале процесса расширения, становится существенным, начальный объём насыщенного пара уменьшается, что приводит к росту геометрической степени расширения, а значит, к более существенному падению давления и температуры.

Графики, представленные на рис. 3, показывают, что при значениях начальной степени сухости более 0,1 поведение степени сухости в процессе расширения имеет примерно одинаковый характер — наблюдается монотонное падение по сравнению с начальным значением — в 2–3 раза. При значениях начальной степени сухости меньше 0,01 на начальном участке расширения степень сухости десятикратно снижает значение, что также объясняется усилением влиянием объёма, занимаемого жидкостью, на геометрическую степень расширения. Последующее расширение приводит к росту степени сухости за счёт подвода тепла от стенок и частично выкипания жидкости. Как показывают графики на рис. 2б, при малых значениях начальной степени сухости увеличение геометрического расширения приводит к снижению температуры ниже температуры стенок цилиндра и изменению направления теплового потока на противоположный к расширяемому влажному пару.

Зависимости, изображённые на рис. 5, показывают, что с увеличением времени цикла до 4 секунд величина отводимого тепла возрастает, конденсация пара становится более интенсивной и существенной и достигает минимальных значений степени сухости, соответствующих массе влажного пара в рабочей полости и давлению в конце процесса расширения. Интерес представляет тот факт, что постоянное минимальное значение степени сухости достигается не в конце процесса расширения. Это обстоятельство позволяет увеличить массу вошедшего в рабочую полость влажного пара за счёт увеличения времени открытия впускного клапана, и тем самым осуществить сдвиг графиков давления на рис. 4а вправо до тех пор, пока минимальная степень сухости не будет достигаться в конце процесса расширения. Это должно увеличить величину работы расширения и впуска, а значит, и работу цикла расширителя.

Зависимости давления и температуры от объёма рабочей полости, представленные на рис. 5, пока-

зывают, что увеличение времени цикла и количества отведённого тепла приводит к более резкому падению давления и температуры и сближению характеристик при различных значениях начальной степени сухости.

Сравнение графиков на рис. 3 и 5 показывает, что увеличение времени цикла с 1 до 4 секунд позволяет добиться минимально возможной степени сухости пара за счёт увеличения, отведённого от влажного пара тепла. Таким образом, осуществление практически полной конденсации возможно за счёт увеличения времени охлаждения пара или за счёт снижения начальной степени сухости.

Заключение

Для проведения исследования процесса расширения влажного пара в поршневом длинноходовом тихоходном детандере была разработана математическая модель этого процесса, которая включает уравнение первого закона термодинамики для открытой системы, уравнение Клайперона – Клаузиуса; уравнение состояния идеального газа для насыщенного пара.

На основе полученной модели был проведён параметрический анализ влияния начальной степени сухости расширяемого влажного водяного пара и времени протекания цикла на изменение его параметров в процессе расширения. Результаты анализа показали, что при начальной степени сухости выше 0,01 изменение её значений практически не оказывает влияние на изменение термодинамических параметров. При начальной степени сухости меньше 0,01 она начинает оказывать существенное влияние на распределение давления и температуры в процессе расширения. Также анализ показал, что осуществление практически полной конденсации возможно за счёт увеличения времени цикла с 1 до 4 секунд или за счёт снижения начальной степени сухости.

Список источников

1. Jouhara H., Khordehgh N., Almahmoud S. [et al.]. Waste Heat Recovery Technologies and Applications // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 6. P. 268–289. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.04.017.
2. Quoilin S., Broek M. V. D., Declaye S. [et al.]. Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013. Vol. 22. P. 168–186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028.
3. Chernov G. I., Yusha V. L., Sherban K. V., Kalashnikov A. M. Modeling of the processes of heating organic coolant in the system of heat losses recuperation of the mobile compressor unit on the basis of a low-speed single-stage // *Journal of Physics: Conference Series* 858. 2017. Vol. 858. P. 226–232. DOI: 10.1088/1742-6596/858/1/012008.
4. Sadeghi S., Ghandehariun S., Naterer G. F. Exergoeconomic and multi-objective optimization of a solar thermochemical hydrogen production plant with heat recovery // *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 225. P. 113441. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113441.
5. Elmas E. T. Design and production of high temperature heat pipe heat recovery units // *Journal of Molecular Structure*. 2020. Vol. 1212. P. 127927. DOI: 10.1016/j.molstruc.2020.127927.
6. Bianchi G., Kennedy S., Zaher O. [et al.]. Numerical modeling of a two-phase twin-screw expander for Trilateral Flash Cycle applications // *International Journal of Refrigeration*. 2018. Vol. 88. P. 248–259. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.02.001.

7. Forman C., Muritala I. K., Pardemann R. [et al.]. Meyer Estimating the global waste heat potential // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 88. P. 1568–1579. DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.192.
8. Quoilin S., Zhang X., Xiang N. [et al.]. Performance comparison of cement production before and after implementing heat recovery power generation based on emergy analysis and economic evaluation: A case from China // *Journal of Cleaner Production*. 2021. Vol. 290. P. 125901. DOI: 10.1016/j.jclepro.2021.125901.
9. Cioccolanti L., Renzi M., Comodi G. [et al.]. District heating potential in the case of low-grade waste heat recovery from energy intensive industries // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 191. P. 116851. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116851.
10. Aboelazayem O., Gadalla M., Alhajri I. Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC) // *Renewable Energy*. 2021. Vol. 164. P. 433–443. DOI: 10.1016/j.renene.2020.09.058.
11. Kumar A., Rakshit D. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications // *Cleaner Engineering and Technology*. 2021. Vol. 5. P. 100292. DOI: 10.1016/j.clet.2021.100292.
12. Wang F., Wang L., Zhang H. [et al.]. Design and optimization of hydrogen production by solid oxide electrolyzer with marine engine waste heat recovery and ORC cycle // *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 229. P. 113775. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113775.
13. Smith I., Stosic N., Kovacevic A. Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders. Woodhead Publishing, Ltd., 2014. 274 p.
14. 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.
15. Imran M., Usman M., Park B.-S. [et al.]. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 57. P. 1090–1109. DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.139.
16. 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/> (дата обращения: 10.11.2021).
17. Юша В. Л., Бусаров С. С. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // *Материаловедение. Энергетика*. 2018. Т. 24, № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.
18. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 53 (7–8). DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.
19. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Sazhin B. S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 52. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4.
20. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.
21. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2017. 213 с.
22. Юша В. Л., Чернов Г. И., Бусаров С. С. Теоретическая оценка влияния систем охлаждения и рекуперации на энергоэффективность компрессорных агрегатов на базе поршневых длинноходовых ступеней // *Известия высших учеб-*

КАПЕЛЮХОВСКАЯ Александра Александровна, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 2410-8153

AuthorID (РИНЦ): 684484

Адрес для переписки: shipunovaa@mail.ru

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

SPIN-код: 2144-5462

AuthorID (РИНЦ): 176943

AuthorID (SCOPUS): 56503369900

Адрес для переписки: gi_chernov2002@mail.ru

ГРОМОВ Антон Юрьевич, заместитель генерального директора по гражданской продукции АО НТК «Криогенная техника», г. Омск.

Адрес для переписки: azot111@bk.ru

КАЛАШНИКОВ Александр Михайлович, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5496-5209

AuthorID (РИНЦ): 888551

ORCID: 0000-0002-6847-4937

Адрес для переписки: kalashnikov_omgtu@mail.ru

КАРАГУСОВ Владимир Иванович, доктор технических наук, старший научный сотрудник (Россия), профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7624-3122

AuthorID (РИНЦ): 176942

ORCID: 0000-0002-7268-649X

AuthorID (SCOPUS): 176942

Адрес для переписки: karvi@mail.ru

ПАРАМОНОВ Александр Михайлович, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 8602-0554

AuthorID (РИНЦ): 664116

AuthorID (SCOPUS): 16474089900

ResearcherID: D-4355-2016

Адрес для переписки: amparamonov@mail.ru

Для цитирования

Капелюховская А. А., Чернов Г. И., Громов А. Ю., Калашников А. М., Карагусов В. И., Парамонов А. М. Теоретический анализ процесса расширения влажного водяного пара в рабочей камере поршневого длинноходового линейного привода компрессорного агрегата // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 1. С. 35–43. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-35-43.

Статья поступила в редакцию 14.12.2021 г.

© А. А. Капелюховская, Г. И. Чернов, А. Ю. Громов, А. М. Калашников, В. И. Карагусов, А. М. Парамонов

THEORETICAL ANALYSIS OF EXPANSION PROCESS OF WET WATER VAPOR IN WORKING CHAMBER OF PISTON LONG-STROKE LINEAR DRIVE OF COMPRESSOR UNIT

A. A. Kapelyukhovskaya¹, G. I. Chernov¹, A. Yu. Gromov²,
A. M. Kalashnikov¹, V. I. Karagusov¹, A. M. Paramonov¹

¹Omsk State Technical University, Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²JSC Scientific and Technical Complex «Cryogenic Technique»,
Russia, Omsk, 22 Parts'ezda str., bld. 97/1, 644105

In this paper, the process of expansion of wet water vapor in a piston long-stroke low-speed drive of a low-flow compressor unit is considered. The study is carried out on the basis of the developed mathematical model, which includes both the basic thermodynamic equations and the equations describing the process of heat exchange of the working substance with the walls of the working chamber during the expansion process.

The results of the calculations carried out reflect the dependences of pressure, temperature and degree of dryness on changes in the volume of the working cavity at various values of the initial degree of dryness in the process of expansion and the duration of the process. An analysis of the results obtained shows that an increase in the cycle time and a decrease in the initial degree of dryness lead to an intensification of the process of condensation of wet steam in the process of expansion and the possibility of obtaining complete condensation of the working fluid.

Keywords: expansion process, condensation, piston unit, wet steam.

References

1. Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S. [et al.]. Waste Heat Recovery Technologies and Applications // Thermal Science and Engineering Progress. 2018. Vol. 6. P. 268–289. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.04.017. (In Engl.).
2. Quoilin S., Broek M. V. D., Declaye S. [et al.]. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2013. Vol. 22. P. 168–186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028. (In Engl.).
3. Chernov G. I., Yusha V. L., Sherban K. V., Kalashnikov A. M. Modeling of the processes of heating organic coolant in the system of heat losses recuperation of the mobile compressor unit on the basis of a low-speed single-stage // Journal of Physics: Conference Series 858. 2017. Vol. 858. P. 226–232. DOI: 10.1088/1742-6596/858/1/012008. (In Engl.).
4. Sadeghi S., Ghandehariun S., Naterer G. F. Exergoeconomic and multi-objective optimization of a solar thermochemical hydrogen production plant with heat recovery // Energy Conversion and Management. 2020. Vol. 225. P. 113441. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113441. (In Engl.).
5. Elmas E. T. Design and production of high temperature heat pipe heat recovery units // Journal of Molecular Structure. 2020. Vol. 1212. P. 127927. DOI: 10.1016/j.molstruc.2020.127927. (In Engl.).
6. Bianchi G., Kennedy S., Zaher O. [et al.]. Numerical modeling of a two-phase twin-screw expander for Trilateral Flash Cycle applications // International Journal of Refrigeration. 2018. Vol. 88. P. 248–259. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.02.001. (In Engl.).
7. Forman C., Muritala I. K., Pardemann R. [et al.]. Meyer Estimating the global waste heat potential // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 88. P. 1568–1579. DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.192. (In Engl.).
8. Quoilin S., Zhang X., Xiang N. [et al.]. Performance comparison of cement production before and after implementing heat recovery power generation based on emergy analysis and economic evaluation: A case from China // Journal of Cleaner Production. 2021. Vol. 290. P. 125901. DOI: 10.1016/j.jclepro.2021.125901. (In Engl.).
9. Cioccolanti L., Renzi M., Comodi G. [et al.]. District heating potential in the case of low-grade waste heat recovery from energy intensive industries // Applied Thermal Engineering. 2021. Vol. 191. P. 116851. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116851. (In Engl.).
10. Aboelazayem O., Gadalla M., Alhajri I. Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC) // Renewable Energy. 2021. Vol. 164. P. 433–443. DOI: 10.1016/j.renene.2020.09.058. (In Engl.).
11. Kumar A., Rakshit D. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications // Cleaner Engineering and Technology. 2021. Vol. 5. P. 100292. DOI: 10.1016/j.clet.2021.100292. (In Engl.).
12. Wang F., Wang L., Zhang H. [et al.]. Design and optimization of hydrogen production by solid oxide electrolyzer with marine engine waste heat recovery and ORC cycle // Energy Conversion and Management. 2021. Vol. 229. P. 113775. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113775. (In Engl.).
13. Smith I., Stosic N., Kovacevic A. Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders. Woodhead Publishing, Ltd., 2014. 274 p. (In Engl.).
14. 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.).
15. Imran M., Usman M., Park B.-S. [et al.]. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 57. P. 1090–1109. DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.139. (In Engl.).
16. 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/ (дата обращения: 10.11.2021). (In Engl.).

17. Yusha V. L., Busarov S. S. Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages] // *Materialovedeniye. Energetika. Materials Science. Power Engineering*. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. (In Russ.).

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

19. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Sa-zhin B. S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 52. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4. (In Engl.).

20. Nedovenchanyy A. V. Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti porshneвого maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym gidroprivodom [Increasing the energy and dynamic efficiency of a piston low-flow single-stage compressor unit with a linear hydraulic drive]. Omsk, 2020. 232 p. (In Russ.).

21. Gromov A. Yu. Razrabotka porshnevykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov [Development of piston stages with a linear drive for low-flow compressor units and research of their working processes]. Kazan, 2017. 213 p. (In Russ.).

22. Yusha V. L., Chernov G. I., Busarov S. S. Teoreticheskaya otsenka vliyaniya sistem okhlazhdeniya i rekuperatsii na energoeffektivnost' kompressornykh agregatov na baze porshnevykh dlinnokhodovykh stupeney [Theoretical Assessment of the Impact of Cooling and Recovery Systems on Energy Efficiency of Compressor Units Based on Long Stroke Piston Stages] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2020. No. 2. C. 35–44. DOI: 10.18698/0536-1044-2020-2-35-44.

KAPELYUKHOVSKAYA Aleksandra Aleksandrovna, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 2410-8153

AuthorID (RSCI): 684484

Address for correspondence: shipunovaa@mail.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

GROMOV Anton Yuryevich, Deputy General Director for Civilian Products of Scientific and Technical Complex «Cryogenic technique» JSC, Omsk.

Correspondence address: azot111@bk.ru

KALASHNIKOV Aleksander Mikhailovich, Assistant of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN code: 5496-5209

AuthorID (RSCI): 888551

ORCID: 0000-0002-6847-4937

Correspondence address: kalashnikov_omgtu@mail.ru

KARAGUSOV Vladimir Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher, Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN code: 7624-3122

AuthorID (RSCI): 176942

ORCID: 0000-0002-7268-649X

Correspondence address: karvi@mail.ru

PARAMONOV Aleksander Mikhailovich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Heat and Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 8602-0554

AuthorID (RSCI): 664116

AuthorID (SCOPUS): 16474089900

ResearcherID: D-4355-2016

Address for correspondence: amparamonov@mail.ru

For citations

Kapelyukhovskaya A. A., Chernov G. I., Gromov A. Yu., Kalashnikov A. M., Karagusov V. I., Paramonov A. M. Theoretical analysis of process of expansion of wet water vapor in working chamber of piston long-stroke linear drive of compressor unit // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 1. P. 35–43. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-35-43.

Received December 14, 2021.

© A. A. Kapelyukhovskaya, G. I. Chernov, A. Yu. Gromov, A. M. Kalashnikov, V. I. Karagusov, A. M. Paramonov