

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНЖЕКЦИИ ПАРА В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ РОТОРНОМ КОМПРЕССОРЕ

Й. С. Ху^{1,2}, Х. Цз. Вэй^{1,2}, Б. Юй^{1,2},
О. Х. Ян², Цз. Ван², Цз. У²

¹Государственная ведущая лаборатория оборудования
для кондиционирования воздуха и энергосбережения систем,
Китай, 519070, Чжухай, Гуандун
²Gree Electric Appliances, Inc.,
Китай, 519070, Чжухай, Гуандун

Перевод с английского
М. А. Федорова

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

Для понимания процессов инжекции пара, подаваемого в двухступенчатый роторный компрессор в процессе сжатия, была создана математическая модель, основанная на уравнении сохранения массы, уравнении энергии и калорическом уравнении, верифицированная по результатам сравнения расчетных и экспериментальных P-V диаграмм. Также были сделаны некоторые полезные выводы о давлении в промежуточной камере и массовом расходе пара, инжектируемого в процессе сжатия. Результаты показывают, что обратный поток газа между промежуточной камерой и инжекционным каналом пара является важным недостатком двухступенчатого роторного компрессора, который может быть преодолен путем применения дополнительного клапана в инжекционном канале. Очевидно, что инжекционный клапан может уменьшить обратный поток газа и потери мощности в процессе сжатия при одновременном увеличении колебаний давления в промежуточной камере. Эксперименты показывают, что КПД двухступенчатого роторного компрессора с инжекционным клапаном увеличился более чем на 2% в рабочих параметрах, соответствующих ASHRAE/T.

Ключевые слова: холодильная машина, роторный компрессор, инжекция пара, математическая модель, эксперимент, верификация.

Перевод публикуется с разрешения авторов и оргкомитета конференции «Компрессоры и их системы» («International Conference on Compressors and their Systems») (Лондон, 2019).

1. Введение

В двухступенчатом роторном компрессоре существует возможность предотвратить снижение производительности, низкую надежность и низкую эффективность, свойственную одноступенчатому компрессору при работе в условиях низких температур [1]. Поэтому были изучены характеристики его работы в воздушных кондиционерах с тепловым насосом, водонагревателях с тепловым насосом и отопительных машинах, особенно в холодных регионах [2–4].

Параметры впрыска пара являются ключевыми факторами, влияющими на эффективность двухступенчатой системы сжатия. Jin X. и Jiang S. (Цзинь Х., Цзян С.) и др. изучили изменение характеристик межступенчатого давления и его влияние на производительность, проанализировали влияние параметров переохлаждения и соответствующих КПД двух компрессоров на промежуточное давление и предложили метод выбора соотношения описанных объ-

емов на основе метеорологических данных [5–7]. Xu S. X. и др. исследовали влияние параметров подаваемого пара на его относительную массу, холодильный коэффициент и температуру нагнетания [8–9]. Redon A. и др. проанализировали конструктивные факторы и параметры впрыска двухступенчатых циклов при работе на четырех хладагентах [10]. В опубликованных исследованиях не изучен вариант подачи пара в проточную часть герметичного двухступенчатого роторного компрессорного агрегата, поэтому невозможно определить эффективную конструкцию промежуточной камеры и систему инжекции. В данной работе характеристики потока пара анализируются при помощи численных и экспериментальных методов.

2. Математическая модель

На рис. 1 представлен герметичный двухступенчатый роторный компрессорный агрегат и его функциональная схема [11–12]. На рис. 2 показана *qua-*

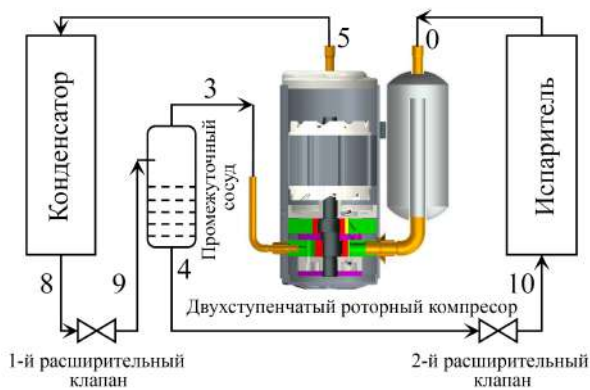


Рис. 1. Схема двухступенчатой парокомпрессионной холодильной машины

Fig. 1. The two-stage compression system

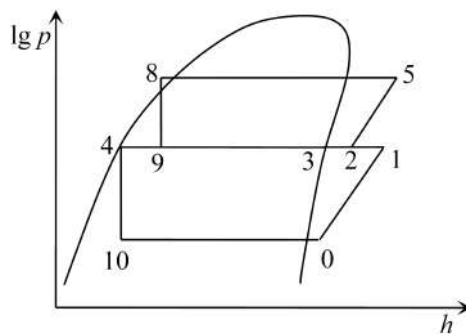


Рис. 2. P-h диаграмма двухступенчатого холодильного цикла

Fig. 2. P-h diagram of the system

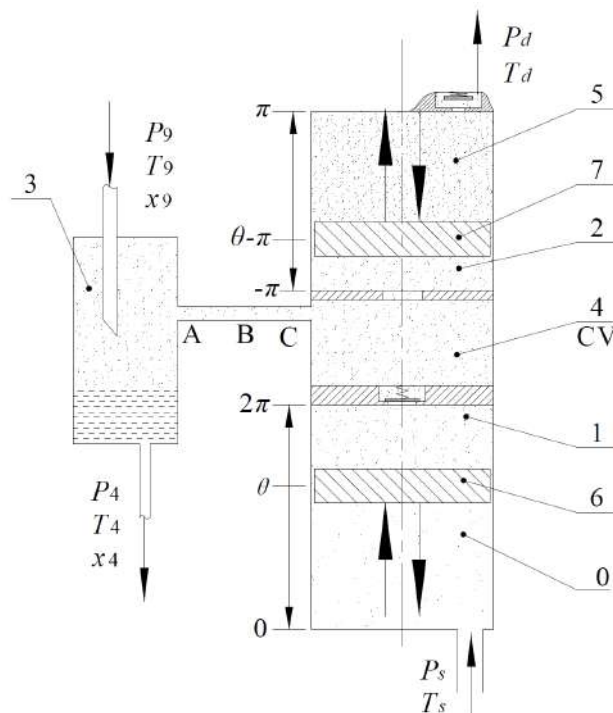


Рис. 3. Схема двухступенчатого сжатия и инъекции пара:

- 0 — всасывающая камера цилиндра первой ступени; 1 — камера сжатия цилиндра первой ступени;
- 2 — всасывающая камера цилиндра второй ступени; 3 — промежуточный сосуд; 4 — промежуточная камера;
- 5 — камера сжатия цилиндра второй ступени; А — вход в канал инъекции; В — канал инъекции;
- С — выход канала инъекции; 6 — поршень качения первой ступени; 7 — поршень качения второй ступени

Fig. 3. Two-stage rotary compression mechanism and vapor injection structure:

- 0 — suction chamber of the first stage cylinder; 1 — compression chamber of the first stage cylinder;
- 2 — suction chamber of the second stage cylinder; 3 — flash tank; 4 (CV) — intermediate chamber;
- 5 — compression chamber of the second stage cylinder; A — injection channel inlet; B — injection channel;
- C — injection channel outlet; 6 — first stage rolling piston; 7 — second stage rolling piston

грамма $p-h$ двухступенчатого парокомпрессионного холодильного цикла с промежуточным охлаждением.

Модели геометрии проточной части, массовых потоков и теплопередачи роторного компрессора хорошо известны [13–14]. Поэтому ниже описываются только модель межступенчатой камеры и модель канала инъекции.

2.1. Модель межступенчатой камеры.

Как показано на рис. 3, каждый вращающийся поршень делит рабочую камеру каждого цилиндра на камеру всасывания и камеру сжатия. Когда угол кривошипа 1-й ступени равен θ ($0 \leq \theta \leq 2\pi$), угол кри-

вошипа 2-й ступени равен $\theta - \pi$ ($-\pi \leq \theta - \pi \leq \pi$). Промежуточная камера расположена между выпускным клапаном цилиндра 1-й ступени и всасывающим отверстием цилиндра 2-й ступени и сообщается с промежуточным сосудом через каналы А, В, С. Таким образом, на термодинамические параметры вещества в промежуточном сосуде влияют термодинамическое состояние и состояние потока на входе (выпуск цилиндра первой ступени), на выходе (всасывание цилиндра второй ступени) и изменение параметров в канале инъекции. Следовательно, рассматриваемый объект относится к системе с переменной мас-

Таблица 1. Математическая модель инжектируемого потока пара
Table 1. Mathematical model of the vapor injection flow

Положение	Название (вид) уравнения	Выражение
Вход в канал инжекции А	Уравнение энергии	$p_3 + 0,5\alpha_3 p_3 c_{f3}^2 = p_A + 0,5\alpha_A p_A c_{fA}^2 + 0,5\xi_A p_A c_{fA}^2$
	Уравнение массы	$S_3 p_3 c_{f3} = S_A p_A c_{fA}$
Канал инжекции В	Уравнение массы	$\frac{dp}{\rho} + \frac{dc_f}{c_f} = 0$
	Уравнение импульса	$dp + \frac{\lambda \rho c_f^2 dx}{2d} + \rho c_f dc_f = 0$
	Уравнение энергии	$c_p dT + c_f dc_f = 0$
	Адиабатическое уравнение	$\frac{dp}{\rho} - \kappa \frac{dp}{\rho} = 0$
Выход канала инжекции С	Уравнение энергии	$p_4 + 0,5\alpha_4 p_4 c_{f4}^2 = p_C + 0,5\alpha_C p_C c_{fC}^2 + 0,5\xi_C p_C c_{fC}^2$
	Уравнение массы	$S_C p_C c_{fC} = S_4 p_4 c_{f4}$

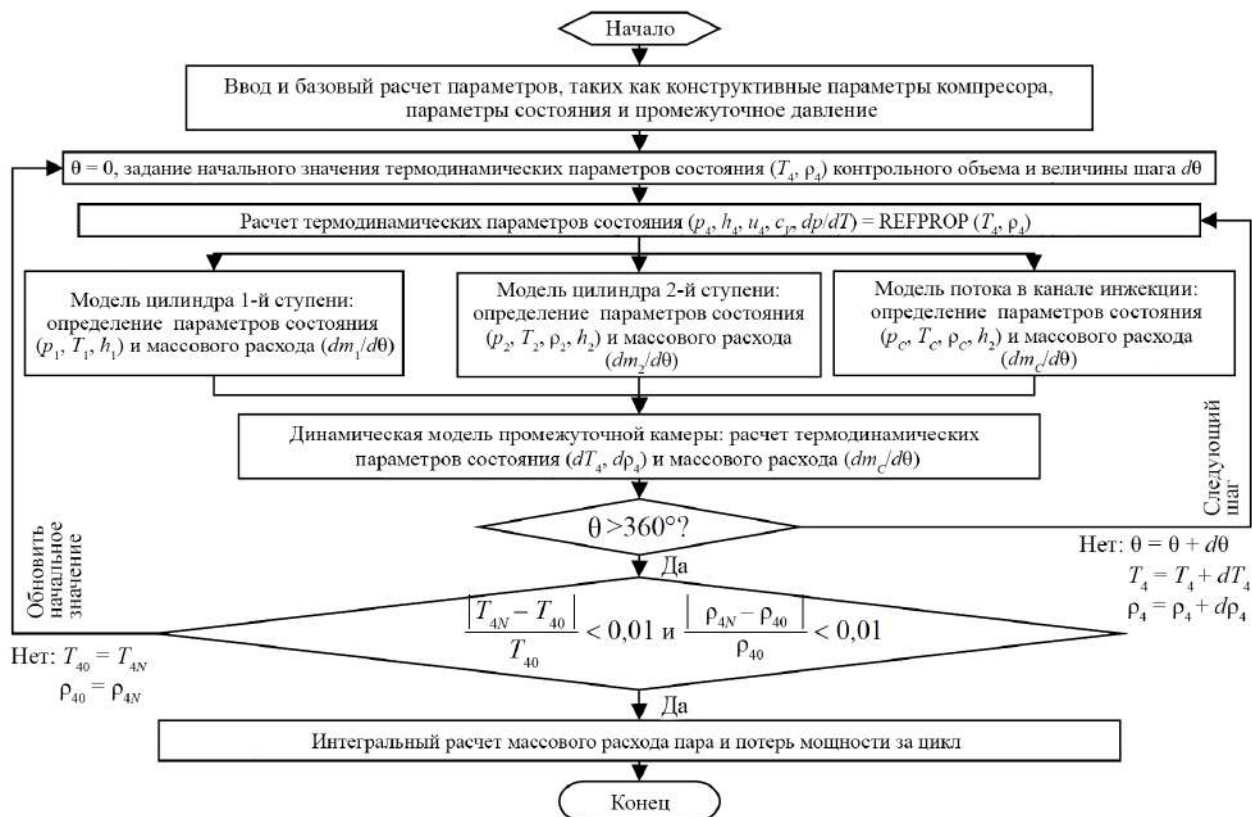


Рис. 4. Блок-схема расчетной программы
Fig. 4. Flow chart of calculation program

сой. Принимаются следующие допущения: а) хлад-агент равномерно распределен в камере, и параметры состояния однородны; б) изменения потенциальной энергии и кинетической энергии пренебрежимо малы. Промежуточная камера используется в качестве контрольного объема (табл. 1). Уравнение энергии, уравнение сохранения массы и калорическое уравнение [15] выражаются в виде:

$$\frac{dE_{CV}}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + h_1 \frac{dm_1}{d\theta} - h_2 \frac{dm_2}{d\theta} + (-1)^n h_c \frac{dm_c}{d\theta}, \quad (1)$$

$$\frac{dm_4}{d\theta} = \frac{dm_1}{d\theta} - \frac{dm_2}{d\theta} + (-1)^n \frac{dm_c}{d\theta}, \quad (2)$$

$$du = c_v dT + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv. \quad (3)$$

Объем промежуточной камеры остается неизменным, тогда

$$dv = \frac{V_4}{m_4 + dm_4} - \frac{V_4}{m_4}. \quad (4)$$

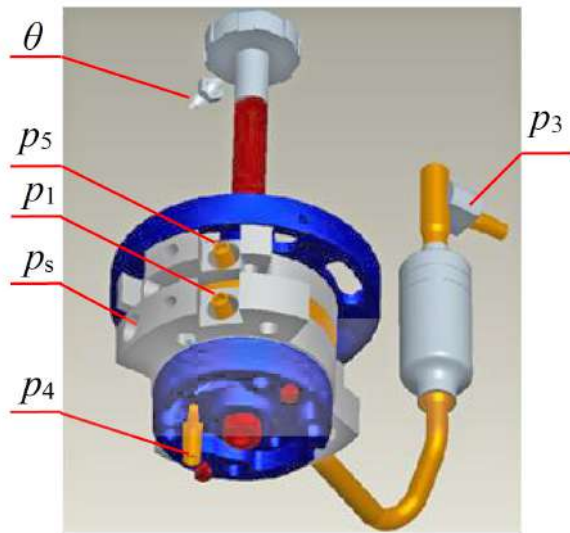


Рис. 5. Расположение точек измерения
Fig. 5. Measuring point distribution

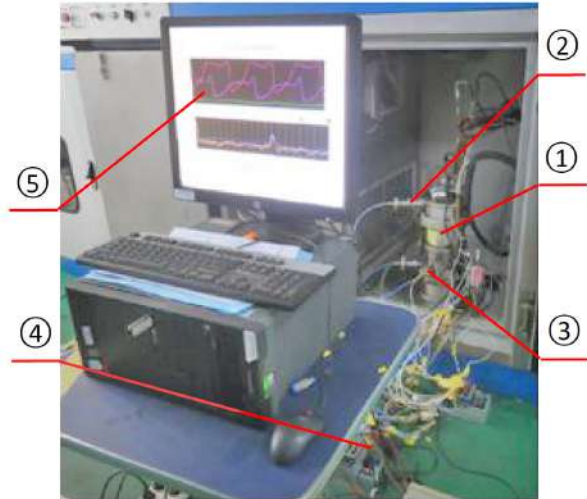
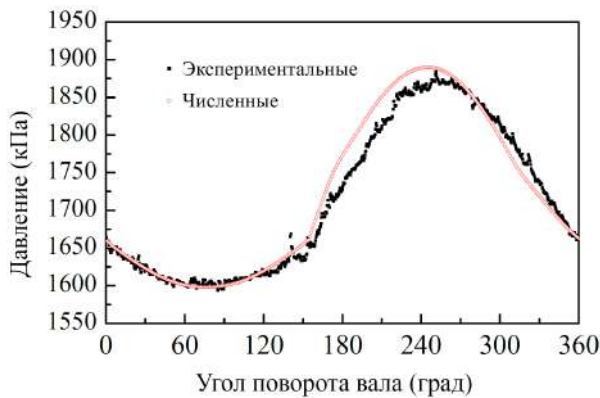
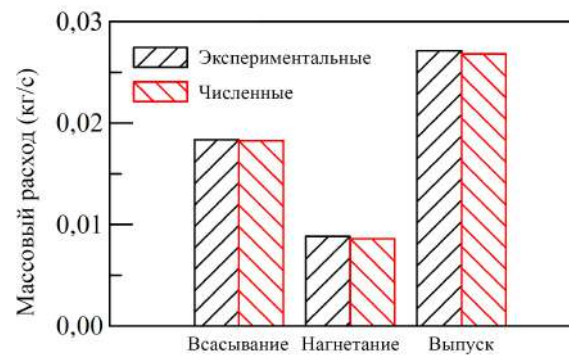


Рис. 6. Экспериментальная установка для получения P-V диаграмм:
1 — объект измерения P-V диаграммы;
2 — датчик перемещения; 3 — датчики давления;
4 — блок сбора данных с датчиков;
5 — компьютерная измерительная программная система
Fig. 6. P-V test system: 1 — P-V prototype;
2 — displacement sensor; 3 — pressure sensors;
4 — acquisition card; 5 — PC measuring software system



а) давление в промежуточной камере (p_4)



б) массовый расход

Рис. 7. Экспериментальное исследование инъекции пара в двухступенчатый роторный компрессор
Fig. 7. Experimental verification for vapor injection of two-stage rotary compressor

Подставляя уравнения (3) и (4) в уравнение (1), получаем:

$$\frac{dT_4}{d\theta} = \frac{1}{m_4 c_v} \times \left\{ h_1 \frac{dm_1}{d\theta} - h_2 \frac{dm_2}{d\theta} + (-1)^n h_c \frac{dm_c}{d\theta} + \left[\frac{dQ}{d\theta} - \left\{ u_4 - \left[T_4 \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p_4 \right] \frac{V_4}{m_4 + dm_4} \right\} \frac{dm_4}{d\theta} \right] \right\} \quad (5)$$

где E_{cv} — это суммарная энергия вещества в контрольном объеме; Q — количество теплоты, передаваемое от стенки, ограничивающей контрольный объем, к веществу в этом объеме; h — энтальпия; u — внутренняя энергия; c_v — теплоемкость при постоянном объеме; v — удельный объем; P — давление хладагента; ρ — плотность хладагента; t — температура; θ — угол поворота приводного вала. Когда $p_3 > p_4$, газ из промежуточного сосуда течет в контрольный

объем, в этом случае $n=2$. Когда $p_3 < p_4$, газ из контрольного объема течет в промежуточный сосуд, в этом случае $n=1$. Теплообмен рассчитывается на основе среднего числа Нуссельта Nu по уравнению Седера — Тейта [16].

2.2. Модель канала впрыска.

Газ в промежуточном сосуде представляет собой насыщенный пар под давлением впрыска (p_3), и параметры его состояния определяются условиями работы. Поскольку промежуточный сосуд и контрольный объем заполнены хладагентами при определенном давлении, поток рассматривается как затопленный. Как показано на рис. 3, канал инъекции разделен на три участка: вход канала А, канал В и выход канала С.

Учитывая, что массовый расход газа невелик и изменение давления происходит медленно, поток в канале инъекции рассматривается при следующих допущениях: а) поток квазистационарный адиабатический; б) газ в трубе может сжиматься;

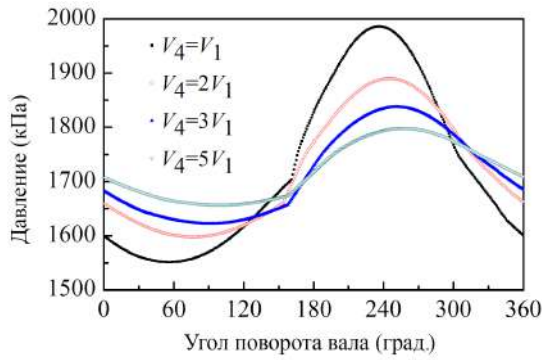


Рис. 8. Изменение p_4 в зависимости от угла поворота вала компрессора
 Fig. 8. The variety of p_4

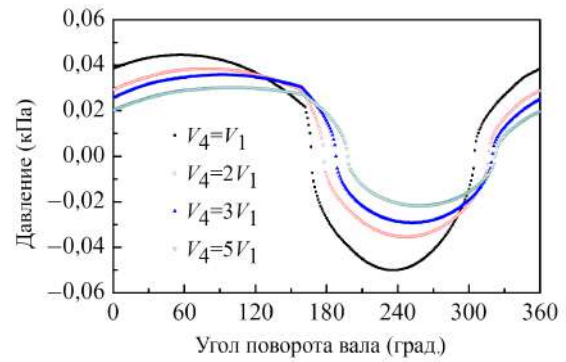


Рис. 9. Изменение \dot{m}_c в зависимости от угла поворота вала компрессора
 Fig. 9. The variety of \dot{m}_c

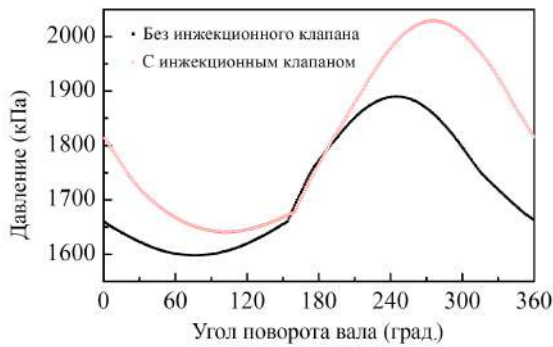


Рис. 10. Изменение p_4 в зависимости от угла поворота вала компрессора
 Fig. 10. The variety of p_4

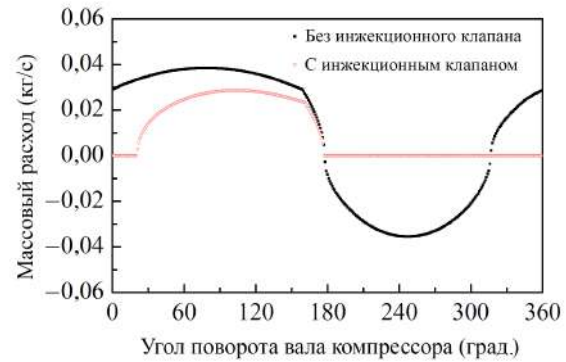


Рис. 11. Изменение \dot{m}_c в зависимости от угла поворота вала компрессора
 Fig. 11. The variety of \dot{m}_c

в) потенциальная энергия хладагента пренебрежимо мала; г) теплообмен пренебрежимо мал. Определяющее уравнение для потока в трубе представлено в [17].

2.3. Программа.

С помощью программного обеспечения MATLAB создана программа моделирования процесса впрыска пара. Блок-схема программы расчета представлена на рис. 4.

Термодинамические параметры хладагента R410A рассчитываются с помощью программного обеспечения REFPROP. Параметры хладагента в промежуточной камере, массовый расход и энергообмен при подаче пара рассчитываются на каждом малом угловом шаге вращения вала компрессора в течение одного цикла. Таким образом, могут быть изучены характеристики потока в процессе инъекции пара.

3. Проверка модели

Прототип для экспериментального получения P-V диаграмм был разработан для измерения давления в различных рабочих камерах. На рис. 5 показано распределение точек измерения, а на рис. 6 — тестовая система P-V. Фланец, обозначающий угол поворота вала компрессора, устанавливается в верхней части вала, при этом угол измеряется датчиком перемещения. С помощью вышеуказанного метода можно измерить изменение давления в зависимости от угла поворота вала. Прототип подключен к испытательному стенду холодильной мощности компрессора

для проведения испытаний. Схема цикла тестовой системы приведена в литературе [18]. Метод анализа экспериментальных данных такой же, как и в справочнике [19].

В качестве примера характеристика потока инжектируемого пара в условиях ASHRAE/TNa была смоделирована и измерена на серийном герметичном двухступенчатом роторном компрессоре производства GREE Electrical Appliances Co., Ltd. При испытании компрессора с промежуточным сосудом необходимо одновременно установить давление инъекции (p_3) в дополнение к параметрам, указанным в рабочем состоянии. На рис. 7 показана экспериментальная проверка при $p_3 = 1750$ кПа.

Из рис. 7а видно, что смоделированные значения давления в промежуточной камере (p_4) хорошо согласуются с измеренными значениями экспериментальных диаграмм P-V. Максимальное отклонение между моделируемыми и экспериментальными значениями составляет менее 3% при различных углах наклона коленчатого вала. Из рис. 7б видно, что погрешности расчета массового расхода всасывания, инъекции и нагнетания находятся в пределах 2,7%.

Кроме того, величина p_4 имеет пульсирующий характер, и разница между максимальным и минимальным значением достигает 290 кПа, составляя 17% от среднего значения по времени. Причины можно объяснить следующим образом. Во-первых, выхлопные газы цилиндра 1-й ступени имеют импульсные характеристики; когда выпускной клапан цилиндра 1-й ступени открыт и хладагент подается в промежуточ-

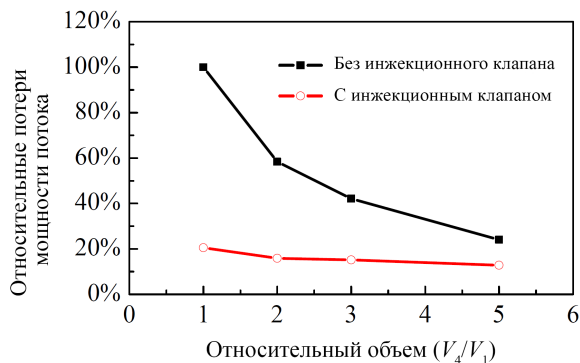


Рис. 12. Потери мощности потока при инъекции пара
Fig. 12. The flow power loss of vapor injection

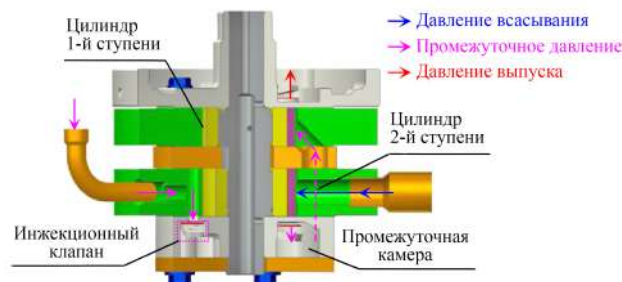


Рис. 13. Схема расположения инжекционного клапана в двухступенчатом роторном компрессоре
Fig. 13. Structure of injection valve for two-stage rotary compressor

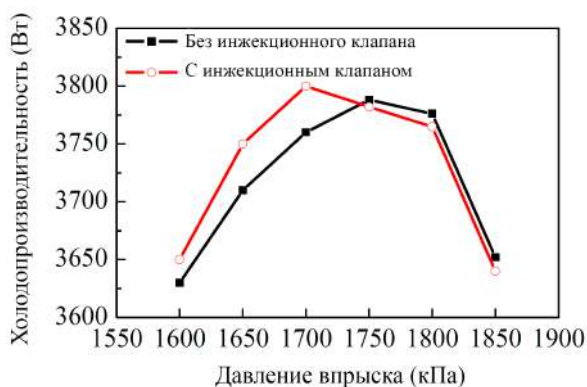


Рис. 14. Зависимость холодопроизводительности от p_3
Fig. 14. The cooling capacity varies with p_3

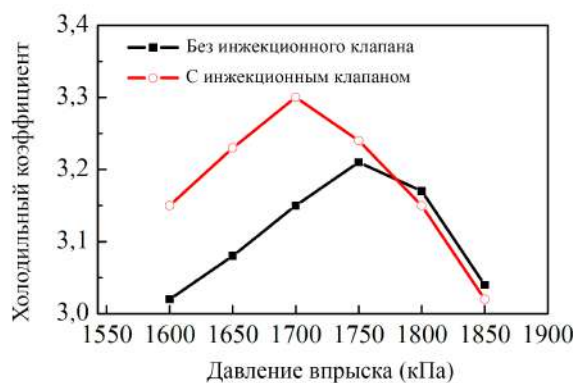


Рис. 15. Зависимость КПД от p_3
Fig. 15. The COP varies with p_3

ную камеру, давление быстро повышается; как показано на рис. 7а, точка перегиба, в которой давление начинает быстро расти, появляется при угле выпуска 156 градусов. Во-вторых, хотя всасывание цилиндра 2-й ступени является непрерывным, скорость изменения объема всасывания имеет импульсные характеристики; развал углов между двумя цилиндрами составляет 180°; когда скорость нагнетания цилиндра 1-й ступени высокая, скорость всасывания второго цилиндра низкая; когда в цилиндре 1-й ступени нет нагнетания или скорость выхлопа низкая, скорость всасывания цилиндра 2-й ступени высокая.

Поэтому скорости массообмена между двумя цилиндрами и промежуточной камерой очень несогласованные, что приводит к значительным колебаниям давления в промежуточной камере.

4. Результаты моделирования и обсуждение

4.1. Влияние объема промежуточной камеры на характеристику инъекции пара.

Рабочий объем цилиндра 1-й ступени равен V_1 , а объем промежуточной камеры V_4 установлен кратным 1, 2, 3 и 5 величине V_1 соответственно. Вариации p_4 и массового расхода впрыска пара m_c моделируются как $p_3 = 1750$ кПа.

Из рис. 8 видно, что разность между максимальной и минимальной величиной давления p_4 непрерывно уменьшается с увеличением V_4 . Когда $V_4 = 5V_1$, эта разница достигает 141 кПа, что составляет всего 32% от разницы при $V_4 = V_1$. Таким образом, амплитуда колебаний давления может быть эффективно уменьшена за счет увеличения объема промежуточной камеры и выполнения ею роли

буферной полости. Как видно из рис. 9, величина массового расхода m_c имеет положительные и отрицательные значения, и отрицательные значения показывают, что пар течет обратно из промежуточной камеры в промежуточный сосуд. Массовый расход обратного потока пара уменьшается с увеличением V_4 .

4.2. Влияние клапана впрыска на характеристики инъекции пара.

Для устранения явления обратного потока пара в промежуточной камере на выходе С канала впрыска пара установлен инжекционный клапан, и его воздействие на p_4 и m_c оценивается путем моделирования при $p_3 = 1750$ кПа.

Из рис. 10 видно, что колебания величины давления p_4 увеличиваются при использовании инжекционного клапана, а разность максимум-минимум увеличивается с 290 кПа до 388 кПа. Основная причина заключается в том, что клапан закрывает канал инъекции пара при нагнетании 1-го, что эквивалентно закрытию канала сброса давления промежуточной камеры, так что пиковое давление больше, чем значение без инжекционного клапана. Из рис. 11 видно, что прямой массовый поток с инжекционным клапаном уменьшается, но обратный поток пара в канале инъекции исключается. Эффективный массовый расход увеличивается на 18%, и это составляет всего 35% от общего массового расхода прямого и обратного потока без инжекционного клапана.

4.3. Влияние нагнетательного клапана на потери мощности потока при инъекции пара.

На рис. 12 показано влияние клапана впрыска на потери мощности потока при инъекции пара.

Потери мощности потока без инжекционного клапана определяются как 100 % при $V_4 = V_1$.

Потери мощности потока без инжекционного клапана быстро уменьшаются с увеличением V_4 , но изменение V_4 почти не влияет на потери мощности с инжекционным клапаном. Потери мощности потока с инжекционным клапаном значительно ниже, чем без него, например, потери мощности уменьшаются на 72 % при $V_4 = 2V_1$. Причина в том, что потеря давления, вызванная обратным потоком, намного больше, чем потеря давления, вызванная инжекционным клапаном. Видно, что обратный поток газа в промежуточной камере без нагнетательного клапана приводит к увеличению потерь мощности потока и уменьшению эффективного массового расхода, который является важным фактором, влияющим на производительность двухступенчатого роторного компрессора.

5. Испытание прототипа по определению оптимальных режимов

На рис. 13 показано расположение инжекционного клапана пара в двухступенчатом роторном компрессоре; конструктивная схема устройства включает в себя собственно лепестковый клапан и демпфер [20]. Был изготовлен съемный прототип и заменены отдельные элементы промежуточной камеры, чтобы проверить влияние клапана на фактическую производительность компрессора.

На рис. 14 и 15 показаны экспериментальные характеристики различных компрессоров. Рабочая частота составляет 60 Гц при условии ASHRAE/T. Холодопроизводительность и КПД сначала увеличиваются, а затем уменьшаются с увеличением p_3 , и существует такой же оптимальный p_3 для обеспечения максимальной производительности и КПД. Причины заключаются в следующем (см. рис. 2). Во-первых, когда давление инжекции p_3 ниже, пар не может быть полностью помещен в цилиндре 2-й ступени, что заставляет хладагент (точка 4) перед расширительным клапаном 2-й ступени не достигать состояния насыщения жидкости. Во-вторых, при более высоком значении p_3 хладагент (точка 2), поступающий в цилиндр 2-й ступени, содержит часть жидкости, что помогает хладагенту точки 4 достигнуть состояния насыщения жидкости, но h_4 увеличивается с увеличением p_3 .

Оптимальное давление инжекции ниже, чем у компрессора без инжекционного клапана, поскольку эффективный массовый расход компрессора с инжекционным клапаном увеличивается. Кроме того, влияние инжекционного клапана на максимальную производительность составляет не более 0,5%. По сравнению со схемой без клапана подачи оптимальный КПД увеличивается более чем на 2% при использовании такого клапана. Причина в том, что потери мощности, вызванные обратным потоком из промежуточной камеры, увеличивают мощность первой ступени.

6. Выводы

На основе уравнения сохранения массы, уравнения энергии и калорического уравнения создана модель, отражающая состояние хладагента и характеристики потока в промежуточной камере двухступенчатого роторного компрессора. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм показывает, что теоретические значения давления и массового расхода хорошо согласуются с измеренными значениями.

Результаты моделирования показывают, что давление в промежуточной камере периодически изменяется. Когда давление инжекции по требованиям ASHRAE/T составляет 1750 кПа, разница между максимальным и минимальным значениями достигает 290 кПа, т.е. 17% от среднего значения по времени. Увеличение объема средней камеры может эффективно уменьшить колебания давления и облегчить обратный поток в канале инжекции. Инжекционный клапан для подачи пара увеличивает амплитуду колебаний давления в промежуточной камере, но потери мощности впрыска уменьшаются на 72% ($V_4 = 2V_1$).

Результаты валидации оптимизированного прототипа показывают, что КПД двухступенчатого роторного компрессора с инжекционным клапаном увеличивается более чем на 2% по сравнению с обычным двухступенчатым роторным компрессором в условиях ASHRAE/T.

Список источников

1. Building Energy Research Center of Tsinghua University (THUBERC): Annual Report on China Building Energy Efficiency. Beijing: China Architecture & Building Press, 2016.
2. Stefan S. B., Eckhard A. G. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates // International Journal of Refrigeration. 2008. Vol. 31, Issue 7. P. 1282–1292. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.006.
3. Safa A. A., Fung A. S., Kumar R. Performance of two-stage variable capacity air source heat pump: field performance results and TRNSYS simulation // Energy and Buildings. 2015. Vol. 94. P. 80–90. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.02.041.
4. Ma Y. J., Zhang L., Fu Y. [et al.]. Hot-air low ambient temperature air source heat pump: a clean and efficient heating technology for farm houses in Beijing // Construction Science and Technology. 2016. Vol. 14. P. 76–81.
5. Jin X., Wang S., Zhang T., Zu F. Intermediate pressure of two-stage compression system under different conditions based on compressor coupling model // International Journal of Refrigeration. 2012. Vol. 35, Issue 4. P. 827–840. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.02.001.
6. Jiang S., Wang S., Jin X., Yu Y. Optimum compressor cylinder volume ratio for two-stage compression air source heat pump systems // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 67. P. 77–89. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.03.012.
7. Jiang S., Wang S., Jin X., Yu Y. The role of optimum intermediate pressure in the design of two-stage vapor compression systems: a further investigation // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 70. P. 57–70. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.024.
8. Shuxue X., Guoyuan M. Working performance of R-32 two-stage compression system in domestic air-conditioner // Energy and Buildings. 2015. Vol. 93. P. 324–331. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.02.009.
9. Liu Q., Ma G., Xu S. Performance characteristics of two-stage compression heat pump system coupled with dual-cylinder rolling piston compressor // CIESC Journal. 2013. Vol. 64, Issue 10. P. 3599–3605. DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2013.10.015.
10. Redón A., Navarro-Peris E., Pitarch M. [et al.]. Analysis and optimization of subcritical two-stage vapor injection heat pump systems // Applied Energy. 2014. Vol. 124. P. 231–240. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.02.066.
11. Zou P. Double-rotor two-stage enthalpy-increase compressor, air conditioner and heat pump water heater. CN patent CN102042227A; filed October 13th, 2009; published April 16th, 2014.
12. Huang H., Hu Y. S., Wei H. J. [et al.]. Double-stage enthalpy-adding rotary compressor, air-conditioner and heat-pump water heater. CN patent CN104110377A; filed April 17th, 2013; published April 20th, 2016.

13. Ma G. Y., Li H. Q. Rotary Compressor. Beijing: China Machine Press, 2001. P. 29 – 40.

14. Mathison M. M., Braun J. E., Groll E. A. Modeling of a two-stage rotary compressor // HVAC&R Research. 2008. Vol. 14, Issue 5. P. 719 – 748.

15. Shen W. D., Jiang Z. M., Tong J. G. Engineering Thermodynamics. Beijing: Higher Education Press, 2001. P. 33 – 37.

16. Sieder E. N., Tate G. E. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes // Industrial Engineering and Chemistry. 1936. Vol. 28. P. 1429 – 1435.

17. White F. M. Fluid Mechanics. NY: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2009. P. 642 – 652.

18. Yu B., Wei H. J., Yang O. X. Effect of intermediate Pressure on Performance of Single- machine Two-stage Rotary Compressor // Journal of Refrigeration Technology. 2019. Vol. 42, Issue 1. P. 43 – 48.

19. Yin W. H., Huang W. C. Application of PV Diagram on Refrigeration Compressor // Electrical Appliances. 2015. Vol. 7. P. 121 – 123.

20. Yu B., Wei H. J., Yang O. X. Two-stage enthalpy increasing rotor-type compressor and air conditioner. CN patent CN104632626B; filed June 27th, 2014; published February 16th, 2018.

Сведения о переводчике

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки».

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Источник перевода: Hu Y. S., Wei H. J., Yu B. [et al.]. Research on the Vapor Injection of Two-stage Rotary Compressor // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012072. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012072.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012072/pdf>

Адрес для переписки:

sidorova_ma79@mail.ru

Для цитирования

Й. С. Ху, Х. Цз. Вэй, Б. Юй [и др.]. Исследование инъекции пара в двухступенчатом роторном компрессоре = Hu Y. S., Wei H. J., Yu B. [et al.]. Research on the Vapor Injection of Two-stage Rotary Compressor / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 65 – 74. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-65-74.

Перевод поступил в редакцию 31.08.2021 г.

© Й. С. Ху, Х. Цз. Вэй, Б. Юй, О. Х. Ян, Цз. Ван, Цз. У

RESEARCH ON THE VAPOR INJECTION OF TWO-STAGE ROTARY COMPRESSOR

Y. S. Hu^{1,2}, H. J. Wei^{1,2}, B. Yu^{1,2},
O. X. Yang², J. Wang², J. Wu²

¹State Key Laboratory of Air-conditioning Equipment and System Energy Conservation, China, ZhuHai, Guangdong, 519070

²Gree Electric Appliances, Inc., China, Zhuhai, Guangdong, 519070

Translated from English

M. A. Fedorova

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

In order to understand the vapor injection flow characteristics of two-stage rotary compressor in the course of compression, a mathematical model based on mass conservation equation, energy equation and thermodynamic identity was established and proved by P-V diagram testing results. Some useful conclusions about pressure in the intermediate chamber and mass flow of vapor injection in the course of compression were also given out. The results show that, gas backflow between the intermediate chamber and the vapor injection channel is an important deflection of two-stage rotary compressor which can be solved by the application of injection valve in vapor injection channel. The injection valve can obviously reduce the gas backflow and the power loss in the course of compression while increasing the pressure fluctuation in the intermediate chamber. Experiments show that the COP of two-stage rotary compressor with the injection valve increased by over 2% in ASHRAE/T working condition.

Keywords: refrigeration machine, rotary compressor, steam injection, mathematical model, experiment, verification.

Printed by permission from the authors and the Centre for Compressor Technology (International Conference on Compressors and their Systems. London, 2019).

References

1. Building Energy Research Center of Tsinghua University (THUBERC): Annual Report on China Building Energy Efficiency. Beijing: China Architecture & Building Press, 2016. (In Engl.).
2. Stefan S. B., Eckhard A. G. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates // International Journal of Refrigeration. 2008. Vol. 31, Issue 7. P. 1282–1292. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.006. (In Engl.).
3. Safa A. A., Fung A. S., Kumar R. Performance of two-stage variable capacity air source heat pump: field performance results and TRNSYS simulation // Energy and Buildings. 2015. Vol. 94. P. 80–90. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.02.041. (In Engl.).
4. Ma Y. J., Zhang L., Fu Y. [et al.]. Hot-air low ambient temperature air source heat pump: a clean and efficient heating technology for farm houses in Beijing // Construction Science and Technology. 2016. Vol. 14. P. 76–81. (In Chinese).
5. Jin X., Wang S., Zhang T., Zu F. Intermediate pressure of two-stage compression system under different conditions based on compressor coupling model // International Journal of Refrigeration. 2012. Vol. 35, Issue 4. P. 827–840. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.02.001. (In Engl.).
6. Jiang S., Wang S., Jin X., Yu Y. Optimum compressor cylinder volume ratio for two-stage compression air source heat pump systems // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 67. P. 77–89. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.03.012. (In Engl.).
7. Jiang S., Wang S., Jin X., Yu Y. The role of optimum intermediate pressure in the design of two-stage vapor compression systems: a further investigation // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 70. P. 57–70. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.024. (In Engl.).
8. Shuxue X., Guoyuan M. Working performance of R-32 two-stage compression system in domestic air-conditioner // Energy and Buildings. 2015. Vol. 93. P. 324–331. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.02.009. (In Engl.).
9. Liu Q., Ma G., Xu S. Performance characteristics of two-stage compression heat pump system coupled with dual-cylinder rolling piston compressor // CIESC Journal. 2013. Vol. 64, Issue 10. P. 3599–3605. DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2013.10.015. (In Chinese).
10. Redón A., Navarro-Peris E., Pitarch M. [et al.]. Analysis and optimization of subcritical two-stage vapor injection heat pump systems // Applied Energy. 2014. Vol. 124. P. 231–240. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.02.066. (In Engl.).
11. Zou P. Double-rotor two-stage enthalpy-increase compressor, air conditioner and heat pump water heater. CN patent

CN102042227A; filed October 13th, 2009; published April 16th, 2014. (In Engl.).

12. Huang H., Hu Y. S., Wei H. J. [et al.]. Double-stage enthalpy-adding rotary compressor, air-conditioner and heat-pump water heater. CN patent CN104110377A; filed April 17th, 2013; published April 20th, 2016. (In Engl.).

13. Ma G. Y., Li H. Q. Rotary Compressor. Beijing: China Machine Press, 2001. P. 29–40. (In Engl.).

14. Mathison M. M., Braun J. E., Groll E. A. Modeling of a two-stage rotary compressor // HVAC&R Research. 2008. Vol. 14, Issue 5. P. 719–748. (In Engl.).

15. Shen W. D., Jiang Z. M., Tong J. G. Engineering Thermodynamics. Beijing: Higher Education Press, 2001. P. 33–37. (In Chinese).

16. Sieder E. N., Tate G. E. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes // Industrial Engineering and Chemistry. 1936. Vol. 28. P. 1429–1435. (In Engl.).

17. White F. M. Fluid Mechanics. NY: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2009. P. 642–652. (In Engl.).

18. Yu B., Wei H. J., Yang O. X. Effect of intermediate Pressure on Performance of Single-machine Two-stage Rotary Compressor // Journal of Refrigeration Technology. 2019. Vol. 42, Issue 1. P. 43–48. (In Chinese).

19. Yin W. H., Huang W. C. Application of PV Diagram on Refrigeration Compressor // Electrical Appliances. 2015. Vol. 7. P. 121–123. (In Chinese).

20. Yu B., Wei H. J., Yang O. X. Two-stage enthalpy increasing rotor-type compressor and air conditioner. CN patent CN104632626B; filed June 27th, 2014; published February 16th, 2018. (In Engl.).

About the translator

FEDOROVA Maria Aleksandrovna, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department.

SPIN-code: 5636-7474

AuthorID (RSCI): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Correspondence address: sidorova_ma79@mail.ru

For citations

Hu Y. S., Wei H. J., Yu B. [et al.]. Research on the Vapor Injection of Two-stage Rotary Compressor / trans. from Engl. M. A. Fedorova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 65–74. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-65-74.

Received August 31, 2021.

© Y. S. Hu, H. J. Wei, B. Yu, O. X. Yang, J. Wang, J. Wu