

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ Понижении температуры окружающей среды

А. Н. Носков, М. Шапошникова

Университет ИТМО,
Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

При понижении температуры окружающей среды уменьшаются теплопритоки на холодильную машину и давление конденсации, что требует уменьшения холодопроизводительности и геометрической степени сжатия винтового компрессора. Уменьшение давления конденсации ниже определенной величины нарушает устойчивую работу дросселирующих устройств. В статье рассмотрена схема работы холодильной машины с винтовым компрессором и жидкостным насосом перед дросселирующими устройствами, что позволяет работать при пониженном давлении конденсации. Приведены зависимости изменения эффективного КПД, холодопроизводительности, потребляемой мощности и холодильного коэффициента при полной и частичной производительности при совместном регулировании производительности и геометрической степени сжатия. Были использованы экспериментальные и расчетные характеристики винтового компрессора, работающего на хладоне R22.

Ключевые слова: винтовой маслозаполненный компрессор, уменьшение температуры конденсации, совместное регулирование холодопроизводительности и геометрической степени сжатия, жидкостный насос перед дросселирующими устройствами.

Введение

Использование воздушного конденсатора позволяет в холодное время года значительно уменьшить температуру и давление конденсации. Значительное снижение давления конденсации приводит к неустойчивой работе терморегулирующих вентилей ТРВ [1]. Для обеспечения устойчивой работы ТРВ искусственно поддерживают давление конденсации выше определенной величины, что приводит к излишним затратам работы на сжатие пара в компрессоре, а следовательно, к снижению энергетической эффективности холодильной машины [1–3]. Кроме того, при уменьшении температуры окружающей среды уменьшаются теплопритоки на холодильную машину, что требует уменьшения холодопроизводительности. Решение задачи эффективного регулирования производительности при понижении температуры конденсации зависит от выбранной схемы холодильной машины и типа используемого компрессора.

Маслозаполненные винтовые компрессоры (ВКМ) широко применяются в различных областях, использующих искусственный холод. Одно из преимуществ этих компрессоров перед другими типами компрессоров состоит в возможности регулирования холодопроизводительности встроенными устройствами. Широко распространенное регулирование одним золотником приводит к значительным потерям работы из-за уменьшения геометрической степени сжатия ε_r [4]. Проблема выбора регулятора производительности и геометрической степени сжатия винтового компрессора, обеспечивающего эффективную работу холодильной маши-

ны и устойчивую работу ТРВ при понижении температуры конденсации, является актуальной.

Задачи исследования

В работе [1] предлагается при понижении температуры конденсации устанавливать перед регулирующим вентилем насос, который повышает давление жидкого хладагента до необходимой для нормальной работы ТРВ величины. Такая схема холодильной машины, показанная на рис. 1, обеспечивает снижение работы на сжатие хладагента и устойчивую работу дросселирующих устройств при понижении температуры наружного воздуха. Работа жидкостного насоса значительно меньше дополнительной работы компрессора при высоком давлении конденсации. В статье приводится анализ особенностей и эффективности такой схемы при работе паровой холодильной машины со спиральным и поршневым компрессором.

Работа холодильной машины с винтовым компрессором по такой схеме при уменьшении температуры конденсации имеет особенности.

Уменьшение производительности винтового компрессора с постоянной начальной геометрической степенью сжатия ε_r одним золотником приводит к уменьшению значения ε_r и следовательно, к большим потерям работы при недожати пара.

В работе [4] приведены зависимости КПД компрессора при 100% производительности с постоянной геометрической степенью сжатия $\varepsilon_r = 5,0$ и при регулировании геометрической степени за счет изменения цилиндрической части окна нагнетания. При работе компрессора при полной

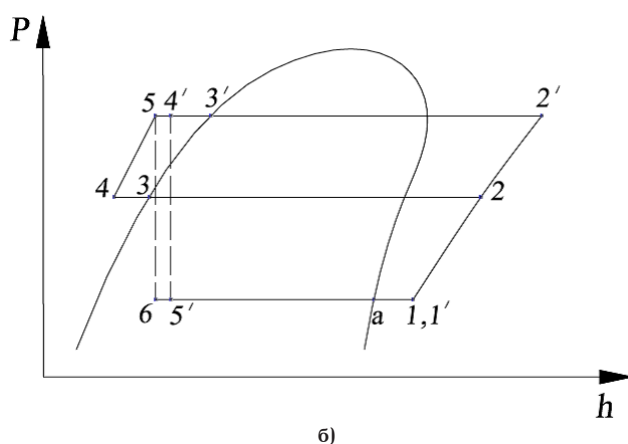
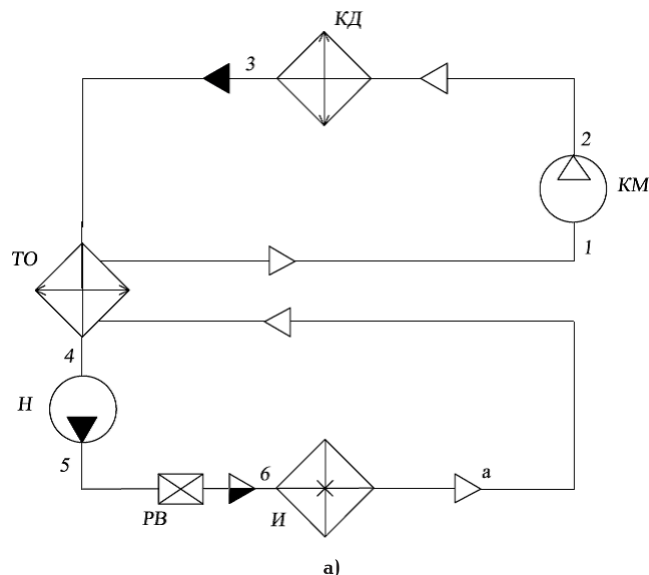


Рис. 1. Схема (а) и цикл работы (б) паровой холодильной машины с жидкостным насосом:
 КМ — компрессор; КД — воздушный конденсатор; ТО — регенеративный теплообменник;
 Н — жидкостный насос; PB — дросселирующий орган; И — испаритель
 Fig. 1. Scheme (a) and operation cycle (b) of vapor compression refrigeration machine with liquid pump:
 КМ — compressor; КД — air condenser; ТО — heat exchanger; Н — pump; PB — control valve;
 И — evaporator; operation cycle of refrigeration machine without pump 1'-2'-3'-4'-5';
 operation cycle of refrigeration machine with pump 1-2-3-4-5-6

производительности с профилем SRM D standard с внешними диаметрами винтов $D_1 = D_2 = 204$ мм на хладоне R22 при температуре кипения -10°C и температуре конденсации 35°C индикаторный КПД компрессора без регулирования геометрической степени сжатия на 4,75% выше, чем у компрессора с регулированием ϵ_r .

Снижение эффективности работы компрессора произошло из-за уменьшения площади окна нагнетания.

Регулирование производительности золотником и подпятником имеет ограниченную область изменения геометрической степени сжатия, что не позволяет получить оптимальный закон ее изменения при уменьшении производительности [4, 5].

В работах [4, 6] рассмотрено регулирование производительности изменением частоты вращения винтов, но при уменьшении частоты вращения, при небольшой объемной производительности винтового компрессора, значительно уменьшается эффективность работы из-за больших внутренних протечек хладагента.

Для решения этой проблемы необходимо выбрать схему холодильной машины, обеспечивающую устойчивую работу ТРВ при понижении температуры конденсации и конструкцию регулятора производительности и геометрической степени сжатия, минимизирующую потери от несоответствия давлений внутреннего сжатия пара хладагента и давления конденсации. Необходимо также оценить энергетическую эффективность предложенного регулятора при регулировании производительности компрессора при уменьшении температуры конденсации.

Объекты и методы исследования

Авторами предлагается применять жидкостный насос перед дросселирующим устройством и использовать регулятор производительности и геометрической степени сжатия винтового компрессора, состоящий из золотника и двух поворотных заслонок. Такой регулятор позволяет не только регулировать геометрическую степень сжатия, но и получить

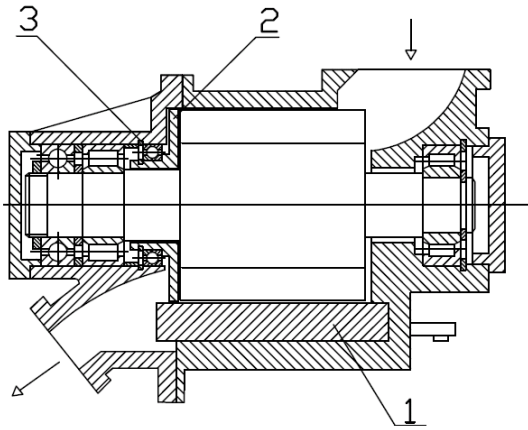


Рис. 2. Конструкция регулятора производительности и геометрической степени сжатия золотником и поворотными заслонками:

1 — золотник; 2 — поворотные заслонки;

3 — подшипник поворотных заслонок

Fig. 2. The design of the regulator of capacity and geometric compression ratio by slide valve and butterfly valves:

1 — slide valve; 2 — butterfly valves;

3 — butterfly valves bearing

необходимый закон изменения ϵ_r при уменьшении производительности. На рис. 2 показана конструкция такого регулятора.

Для оценки эффективности работы холодильной машины с маслозаполненным винтовым компрессором с насосом перед дросселирующим устройством и регулятором, состоящим из золотника и поворотных заслонок, необходимо провести анализ характеристик винтового компрессора при полной и частичной производительности на различных режимах его работы.

На факультете низкотемпературной энергетики Университета ИТМО проведено экспериментальное исследование холодильного ВКМ на хладоне R22 с возможностью изменения производительности и геометрической степени сжатия и получены его характеристики.

Исследования холодильного ВКМ проводились на экспериментальном стенде. Экспериментальный стенд представляет собой каскадную холодильную машину. Верхняя ветвь каскада состоит из винтового маслозаполненного компрессора S3-900 фирмы Kuhlautomat (Германия), конденсатора, регулирующего вентиля и конденсатора-испарителя. Конденсатор-испаритель является конденсатором для нижней ветви каскада. В нижнюю ветвь каскадной холодильной машины входит экспериментальный ВКМ и водяной теплообменник.

Испытания экспериментального компрессора проводились по газовому кольцу. После сжатия в экспериментальном компрессоре пар хладагента дросселируется в вентиле и охлаждается в водяном теплообменнике и конденсаторе-испарителе, не доходя до состояния насыщения, после чего поступает на всасывание в компрессор. Температура на всасывании устанавливается посредством охлаждения пара хладагента холодильной машиной верхнего каскада. Давление на всасывании и нагнетании устанавливается всасывающим и нагнетательными вентилями.

В качестве привода экспериментального ВКМ использовался асинхронный электродвигатель.

Стенд был оборудован необходимой измерительной аппаратурой. Давления пара хладагента

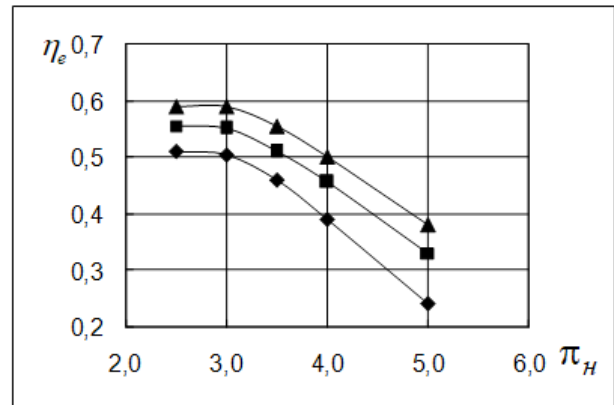


Рис. 3. Зависимость эффективного КПД η_e винтового компрессора от наружной степени сжатия π_H :

▲ — $V_n/V_r = 1,0$; ■ — $V_n/V_r = 0,75$;

◆ — $V_n/V_r = 0,5$

Fig. 3. The dependence of the net efficiency η_e of the screw compressor

on the external compression ratio π_H :

▲ — $V_n/V_r = 1,0$; ■ — $V_n/V_r = 0,75$;

◆ — $V_n/V_r = 0,5$

в узловых точках определялись образцовыми манометрами с максимально допустимой погрешностью измерений 0,4%, а температуры — лабораторными термометрами с ценой деления 0,1 °С.

Для определения массового расхода пара хладагента использовалось сужающее устройство — диафрагма. Частота вращения вала электродвигателя экспериментального ВКМ определялась частотометром с помощью оптоэлектронной пары.

Мощность, потребляемая экспериментальным ВКМ, определялась по электрической мощности электродвигателя, посредством измерительного комплекса для измерений силы тока, напряжения и мощности с максимально допустимой погрешностью измерений 0,5%. При определении мощности на валу компрессора использовались данные каталога по КПД электродвигателя. Средние квадратичные относительные погрешности при определении эффективной мощности N_e (мощности на валу компрессора) не превышают 3%. В качестве хладагента использовался хладон R22.

Экспериментальный винтовой компрессор имеет следующие характеристики: число зубьев ведущего и ведомого винтов 4/6; наружные диаметры винтов 160 мм; длина винтов 144 мм; частота вращения ведущего винта 49,2 с⁻¹; теоретическая объемная производительность 0,0841 м³/с; профили зубьев винтов асимметричные НИИ «Турбокомпрессор» (Казань, Россия). Регулирование производительности осуществлялось золотником и сменными вставками, имитирующими поворотные заслонки. Положение золотника и сменных вставок обеспечивало геометрическую степень сжатия, при которой потери работы при соединении парной полости с окном нагнетания были минимальны. Эффективность компрессора оценивалась эффективным КПД $\eta_e = N_s/N_e$, где N_s — изэнтропная мощность.

Результаты исследования и обсуждение

На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости эффективных КПД компрессора η_e от наружной степени сжатия π_H при температуре кипения хладагента $t_0 = -20$ °С при работе с относительной

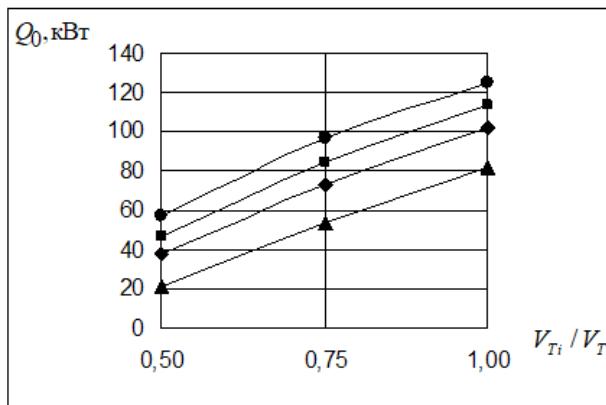


Рис. 4. Зависимость холодопроизводительности компрессора Q_0 от относительной теоретической объемной производительности V_{π}/V_T :

▲ — $t_k = 31,1^\circ\text{C}$; ◆ — $t_k = 22,7^\circ\text{C}$;
 ■ — $t_k = 17,9^\circ\text{C}$; ● — $t_k = 12,5^\circ\text{C}$

Fig. 4. The dependence of the compressor cooling capacity Q_0 on the relative theoretical volumetric capacity V_{π}/V_T :

▲ — $t_k = 31,1^\circ\text{C}$; ◆ — $t_k = 22,7^\circ\text{C}$;
 ■ — $t_k = 17,9^\circ\text{C}$; ● — $t_k = 12,5^\circ\text{C}$

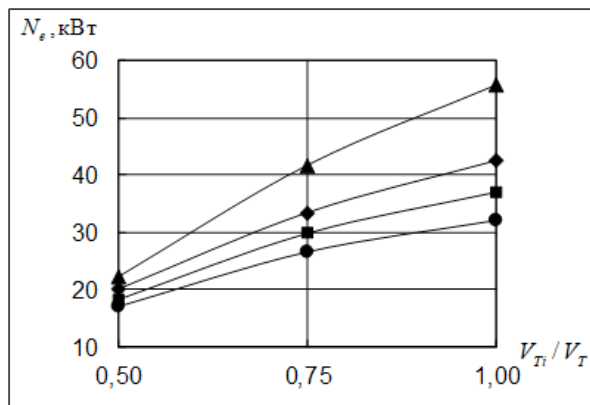


Рис. 5. Зависимость эффективной мощности компрессора N_e от относительной теоретической объемной производительности V_{π}/V_T .

Обозначения такие же, как на рис. 4

Fig. 5. The dependence of the net compressor power N_e on the relative theoretical volumetric capacity V_{π}/V_T . The symbols are the same as in fig. 4

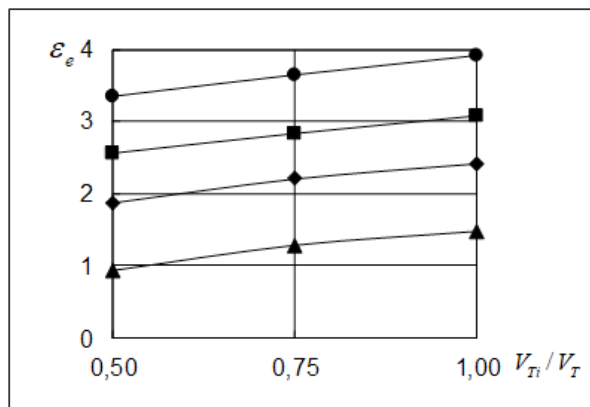


Рис. 6. Зависимость холодильного коэффициента компрессора ϵ_e от относительной теоретической объемной производительности V_{π}/V_T .

Обозначения такие же, как на рис. 4

Fig. 6. The dependence of the compressor cooling coefficient ϵ_e on the relative theoretical volumetric capacity V_{π}/V_T .

The symbols are the same as in fig. 4

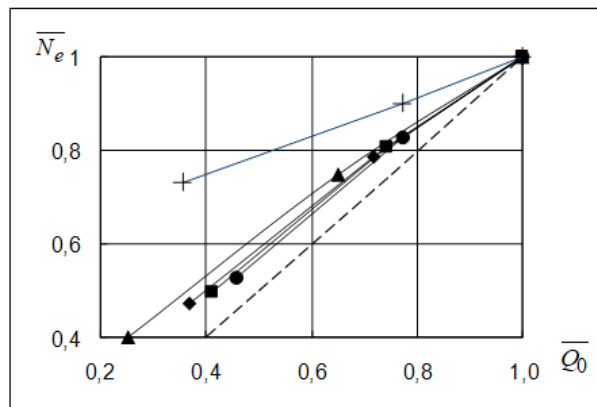


Рис. 7. Зависимость относительной эффективной мощности \bar{N}_e от относительной холодопроизводительности \bar{Q}_0 при различных способах регулирования производительности. Обозначения температур конденсации такие же, как на рис. 4.

+ — регулирование одним золотником;
 - - - идеальное регулирование

Fig. 7. The dependence of the relative net power \bar{N}_e on the relative cooling capacity \bar{Q}_0 with various methods of capacity regulation. The symbols of condensation temperature are the same as in fig. 4.

+ — regulation by one slide valve;
 - - - ideal regulation

производительностью $V_{\pi}/V_T = 1,0$; 0,75 и 0,5, где V_T — полная теоретическая объемная производительность; V_{π} — частичная теоретическая объемная производительность.

На рис. 4–6 представлены экспериментальные зависимости изменения холодопроизводительности холодильной машины с ВКМ Q_0 , эффективной мощности N_e и холодильного коэффициента ϵ_e от относительной объемной производительности V_{π}/V_T при различной температуре конденсации t_k при 100%, 75% и 50% теоретической объемной производительности. Температура кипения хладагента $t_0 = -20^\circ\text{C}$. Температура конденсации $t_k = 31,1$; 22,7; 17,9; 12,5°C.

Из анализа рис. 4–6 видно, что эффективность холодильной машины при уменьшении температуры конденсации существенно увеличивается.

При полной производительности при уменьшении температуры конденсации с 31,1°C до 12,5°C холодопроизводительность увеличивается с 82,1 кВт до 125 кВт, эффективная мощность уменьшается с 55,7 кВт до 32,1 кВт, а холодильный коэффициент увеличивается с 1,48 до 3,89.

При 75% теоретической объемной производительности при уменьшении температуры конденсации с 31,1°C до 12,5°C холодопроизводительность увеличивается с 53,3 кВт до 96,6 кВт, эффективная мощность уменьшается с 41,8 кВт до 26,5 кВт,

а холодильный коэффициент увеличивается с 1,28 до 3,65.

При 50% теоретической объемной производительности при уменьшении температуры конденсации с 31,1 °С до 12,5 °С холодопроизводительность увеличивается с 20,7 кВт до 57,1 кВт, эффективная мощность уменьшается с 22,3 кВт до 17,1 кВт, а холодильный коэффициент увеличивается с 0,92 до 3,3.

На рис. 7 представлены расчетные зависимости изменения относительной эффективной мощности винтового компрессора \bar{N}_e от относительной холодопроизводительности \bar{Q}_0 при различной температуре конденсации при уменьшении производительности и регулировании геометрической степени сжатия золотником и поворотными заслонками. При расчете характеристик винтового компрессора использовались зависимости, приведенные в работе [7]. Начальное значение геометрической степени сжатия $\epsilon_r = 2,6$.

На этом же рисунке показана зависимость изменения \bar{N}_e от \bar{Q}_0 при регулировании одним золотником при температуре конденсации $t_k = 12,5$ °С и изменение этих величин при идеальном регулировании. При расчете \bar{N}_e учитывалась мощность, затраченная жидкостным насосом. Она не превосходит величины 2,9% от мощности компрессора.

Из этих зависимостей видно, что наиболее эффективным способом регулирования производительности при уменьшении температуры конденсации является золотниковый регулятор с поворотными заслонками. Например, при $t_k = 12,5$ °С уменьшении холодопроизводительности на 50% относительная величина мощности компрессора составляет 0,57% от мощности при полной производительности при регулировании золотником и поворотными заслонками и 0,79% — при регулировании одним золотником с постоянной геометрической степенью сжатия.

Полученные зависимости можно использовать при решении задачи оценки работы холодильной машины в условиях разброса значений внешних и внутренних параметров. В этом случае перспективным методом является метод теории энтропийных потенциалов [8, 9].

Вывод

При обеспечении эффективной работы холодильной машины и устойчивой работы терморегулирующего вентиля при понижении температуры конденсации путем установки жидкостного насоса перед дросселирующими устройствами эффективным регулятором производительности и геометрической степени сжатия винтового компрессора является регулятор, состоящий из золотника и поворотных заслонок. При уменьшении холодопроизводительности в два раза затраты мощности уменьшаются на 38% по сравнению с регулятором, состоящим из одного золотника с постоянной геометрической степенью сжатия.

Список источников

1. Жердев А. А., Колесников А. С., Фролов Ю. Д. Цикл пароконденсационной холодильной машины с плавающим давлением конденсации // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2010. № 1-2. С. 137–146.
2. Stosic N. Review Article: Screw Compressors in Refrigeration and Air Conditioning // HVAC&R Research. 2004. Vol. 10, Issue 3. P. 233–263.
3. Boldvig V., Villadsen V. A Balanced View Reciprocating and Screw Compressor Efficiencies // International Compressor Engineering Conference. 1980. Paper 350.
4. Fleming J. S., Tang Y., Anderson H. Optimisation Techniques Applied to the Design of a Refrigeration TIN Screw Compressor // International Compressor Engineering Conference. 1994. Paper 1049.
5. Stosic N., Kovacevic A., Smith I. K. Modelling of Screw Compressor Capacity Control // International Compressor Engineering Conference. 1998. Paper 1307.
6. Shah D. K., Patel H. K., Joshi D. M. Comparative Study of Slide Valve and Variable Frequency Drive for Screw Compressor Control System // Indian Journal of Applied Research. 2015. Vol. 5, Issue 1. P. 4–6.
7. Носков А. Н. Расчет процесса сжатия холодильного винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1997. № 1-2. С. 35–39.
8. Lazarev V. L. Representative Information Models for Monitoring and Control in the Conditions of Uncertainty // XVIII International Conference on Soft Computing and Measurements (SCM). 2015. P. 54–57. DOI: 10.1109/SCM.2015.7190408.
9. Lazarev V. L. Systems' Synthesis Organization Based on Entropy Potentials of Output Parameters Optimization // IEEE II International Conference on Control in Technical Systems (CTS). 2017. DOI: 10.1109/CTS.2017.8109502.

НОСКОВ Анатолий Николаевич, доктор технических наук, профессор (Россия), доцент факультета низкотемпературной энергетики.

SPIN-код: 3571-9630

ORCID: 0000-0002-5632-0842

AuthorID (SCOPUS): 57203588828

ResearcherID: W-4631-2017

Адрес для переписки: dn.noskoff@rambler.ru

ШАПОШНИКОВА Мария, аспирант факультета низкотемпературной энергетики.

Адрес для переписки:

shaposhnikova.mariya@gmail.com

Для цитирования

Носков А. Н., Шапошникова М. Особенности работы холодильного винтового компрессора при понижении температуры окружающей среды // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-9-14.

Статья поступила в редакцию 07.03.2020 г.

© А. Н. Носков, М. Шапошникова

FEATURES OF REFRIGERATION SCREW COMPRESSOR OPERATION AT AMBIENT TEMPERATURE DECREASE

A. N. Noskov, M. Shaposhnikova

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Kronverkskiy Ave., 49, 197101

With a decrease in ambient temperature, the heat gain on the refrigeration machine and condensation pressure decrease, which requires a decrease in cooling capacity and geometric compression ratio of the screw compressor. A condensation pressure decrease below a certain value disrupts the stable operation of throttling devices. The article describes the operation scheme of the refrigeration machine with a screw compressor and a liquid pump before the throttling devices, which allows it to work at a decreased condensation pressure. The dependences of changes in net efficiency, cooling capacity, power consumption and cooling coefficient at full and partial capacity with co-regulation of cooling capacity and geometric compression ratio are given. The experimental and calculated characteristics of a screw compressor operating with R22 freon are used.

Keywords: oil-flooded screw compressor, condensation temperature decrease, co-regulation of cooling capacity and geometric compression ratio, liquid pump before throttling devices.

References

1. Zherdev A. A., Kolesnikov A. S., Frolov Yu. D. Tsikl parokompressionnoy kholodil'noy mashiny s plavayushchim davleniyem kondensatsii [A cycle of a vapor compression refrigeration machine with a floating condensing pressure] // Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. «Mashinostroyeniye». *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2010. No. 1-2. P. 137–146. (In Russ.).
2. Stosic N. Review Article: Screw Compressors in Refrigeration and Air Conditioning // HVAC&R Research. 2004. Vol. 10, Issue 3. P. 233–263. (In Engl.).
3. Boldvig V., Villadsen V. A. Balanced View Reciprocating and Screw Compressor Efficiencies // International Compressor Engineering Conference. 1980. Paper 350. P. 317–322. (In Engl.).
4. Fleming J. S., Tang Y., Anderson H. Optimisation Techniques Applied to the Design of a Refrigeration TiN Screw Compressor // International Compressor Engineering Conference. 1994. Paper 1049. (In Engl.).
5. Stosic N., Kovacevic A., Smith I. K. Modelling of Screw Compressor Capacity Control // International Compressor Engineering Conference. 1998. Paper 1307. (In Engl.).
6. Shah D. K., Patel H. K., Joshi D. M. Comparative Study of Slide Valve and Variable Frequency Drive for Screw Compressor Control System // Indian Journal of Applied Research. 2015. Vol. 5, Issue 1. P. 4–6. (In Engl.).
7. Noskov A. N. Raschet protsessa szhatiya kholodil'nogo vintovogo kompressora [Calculation of the compression process of a refrigeration screw compressor] // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors and Pneumatics*. 1997. No. 1-2. P. 35–39. (In Russ.).
8. Lazarev V. L. Representative Information Models for Monitoring and Control in the Conditions of Uncertainty // XVIII International Conference on Soft Computing and Measurements (SCM). 2015. P. 54–57. DOI: 10.1109/SCM.2015.7190408. (In Engl.).
9. Lazarev V. L. Systems' Synthesis Organization Based on Entropy Potentials of Output Parameters Optimization // IEEE II International Conference on Control in Technical Systems (CTS). 2017. DOI: 10.1109/CTS.2017.8109502. (In Engl.).

NOSKOV Anatoliy Nikolaevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Associate Professor of Low-Temperature Energy Department.
SPIN-code: 3571-9630
ORCID: 0000-0002-5632-0842
AuthorID (SCOPUS): 57203588828
ResearcherID: W-4631-2017
Address for correspondence: dn.noskoff@rambler.ru
SHAPOSHNIKOVA Maria, Graduate Student of Low-Temperature Energy Department.
Address for correspondence: shaposhnikova.mariya@gmail.com

For citations

Noskov A. N., Shaposhnikova M. Features of refrigeration screw compressor operation at ambient temperature decrease // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-9-14.

Received March 7, 2020.

© A. N. Noskov, M. Shaposhnikova