

УДК 621.514.5

Аналитическая оценка эффективности различных способов регулирования производительности спирального компрессора в составе холодильной системы

Д-р техн. наук В. А. ПРОНИН¹, А. В. КОВАНОВ², А. Ю. ЖИЛКИН³,
Е. Н. МИХАЙЛОВА⁴, В. А. ЦВЕТКОВ⁵

¹maior.pronin@mail.ru, ²kovanov76@yandex.ru, ³zhilkin_ai@itmo.ru,

⁴mikhaylova_en@mail.ru, ⁵wadimtsvetkov@mail.ru

Университет ИТМО

Спиральный компрессор в настоящее время широко востребован в различных холодильных системах, где одной из основных решаемых задач является сокращение энергозатрат. Работа спирального компрессора в таких системах происходит с изменяемой производительностью, при этом основные затраты энергии всей холодильной системы приходятся, как правило, на привод компрессора. Эффективность его работы, в данных условиях, будет определяться минимумом энергопотребления на единицу вырабатываемого холода, что зависит от способа регулирования его производительности, при прочих равных условиях. В данной статье проводится сравнительный анализ возможных способов регулирования спирального компрессора, их классификация, а также рассматриваются методы оценки их эффективности на элементном и системном уровнях. Приводятся вероятные перспективные пути развития в данной области.

Ключевые слова: спиральный компрессор, производительность компрессора, способы регулирования производительности, холодильный компрессор, эффективность регулирования производительности.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 23.01.2024, одобрена после рецензирования 04.02.2024, принята к печати 09.02.2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-21-33

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Пронин В. А., Кованов А. В., Жилкин А. Ю., Михайлова Е. Н., Цветков В. А. Аналитическая оценка эффективности различных способов регулирования производительности спирального компрессора в составе холодильной системы // Вестник Международной академии холода. 2024. № 1. С. 21–33. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-21-33

The efficiency of the methods for regulating the capacity of scroll compressor as a part of the refrigeration system

D. Sc. V. A. PRONIN¹, A. V. KOVANOV², A. Y. ZHILKIN³, E. N. MIKHAILOVA⁴, V. A. TSVETKOV⁵

¹maior.pronin@mail.ru, ²kovanov76@yandex.ru, ³zhilkin_ai@itmo.ru, ⁴mikhaylova_en@mail.ru, ⁵wadimtsvetkov@mail.ru

ITMO University

Scroll compressors are now widely demanded in various refrigeration systems, where one of the main tasks to be solved is to reduce energy consumption. Operation of the scroll compressors in such systems occurs with variable capacity, and the main energy consumption of the whole refrigeration system is, as a rule, for the compressor drive. The efficiency of thier operation, under these conditions, is determined by the minimum energy consumption per unit of produced cold, which depends on the way of regulating its capacity, other things being equal. In this article, we consider a comparative analysis of possible ways of scroll compressors regulation, their classification, methods of their efficiency evaluation at element and system levels. Some perspective ways of development in this field are shown.

Keywords: scroll compressor, compressor performance, methods of performance regulation, refrigeration compressor, efficiency of performance regulation.

Article info:

Received 23/01/2024, approved after reviewing 04/02/2024, accepted 09/02/2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-21-33

Article in Russian

For citation:

Pronin V. A., Kovanov A. V., Zhilkin A. Y., Mikhailova E. N., Tsvetkov V. A. The efficiency of the methods for regulating the capacity of scroll compressor as a part of the refrigeration system. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No 1. p. 21–33. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-21-33

Введение

По данным статистики, приводимой в отраслевом журнале «Jarn», потребление спиральных компрессоров (СПК) постоянно растет, что связано, прежде всего, с развитием сегментов его применения таких, как: коммерческий холод, климатехника, транспортные системы охлаждения и кондиционирования, тепловые насосы [1, 2]. А также с использованием в этих сегментах новых натуральных хладагентов, в применении с которыми СПК себя хорошо зарекомендовал [3, 4].

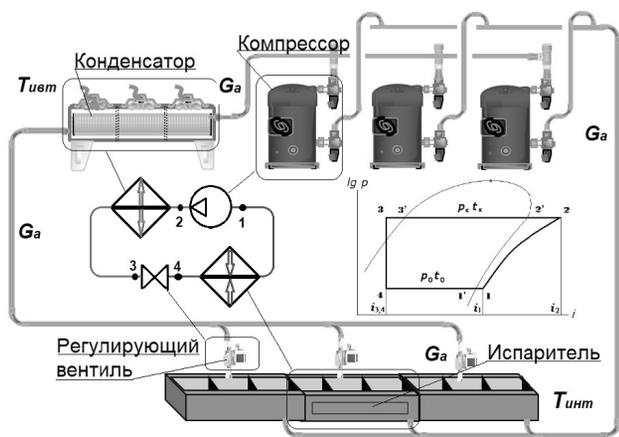


Рис. 1. Принципиальная схема и рабочая диаграмма холодильной системы

Fig. 1. Refrigeration system flow chart

Работа компрессора в процессе 1–2 направлена на повышение давления массового потока хладагента G_a со значений давления и температуры $P_1 (T_1)$ кипения до значений $P_2 (T_2)$ конденсации, обеспечивая заданную удельную холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_4$. Также параметрами являются: частота вращения вала n , мощность на валу N_e , расходуемая на реализацию внутренних процессов и преодоление сил трения (рис. 1).

Работа холодильных систем должна происходить с изменением ее холодопроизводительности, что определяется смещением термодинамического равновесия охлаждаемых объектов. Так как все холодильные системы, независимо от области их применения, работают с учетом изменения внешних условий, к которым относятся: тепловая нагрузка; T_{oc} — температура окружающей среды; $T_{инт}$, $T_{ивт}$ — температуры источников, от которых отбирается и которым передается тепло. Но даже при максимальной тепловой нагрузке должна быть обеспечена заданная рабочая температура — T_p (рис. 2), что соответствует максимальному номинальному значению холодопроизводительности системы. Снижение холодопроизводительности при регулировании, приводит к уменьшению массового расхода циркулирующего хладагента G_a при постоянной величине удельной массовой холодопроизводительности цикла q_0 [5].

$$Q_0 = G_a q_0. \tag{1}$$

Расчетное значение холодопроизводительности будет зависеть не только температурных условий, но и от характеристик основного оборудования холодильной системы, типа холодильного агента, она, по сути, должна

компенсировать максимально возможный теплоприток в охлаждаемый объем Q (рис. 2).

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta T, \tag{2}$$

где F — поверхность, через которую передается тепло; $\Delta T = (T_p - T_0)$ — разность температур между средами; K — коэффициент теплопередачи, который описывается следующим выражением:

$$K = 1 / (1/\alpha_1 + \Sigma b/\lambda + 1/\alpha_2), \tag{3}$$

где α — коэффициент теплоотдачи, $\alpha = \lambda/b$; λ — теплопроводность; b — толщина теплового пограничного слоя.

Температуры окружающей среды T_{oc} и рабочая T_p изменяются, а коэффициент теплоотдачи и др. характеристики ограждающей поверхности, через которую происходит теплопередача, являются постоянными величинами.

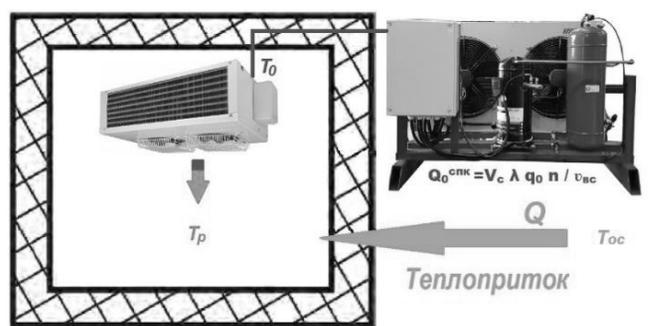


Рис. 2. Схема компенсации теплопритока в охлаждаемый объем за счет использования холодильного агрегата

Fig. 2. Compensation of heat gain into refrigerated space due to the use of refrigerating unit

Скорость охлаждения (захолаживание) является важной, а в некоторых случаях и определяющей величиной, характерной для охлаждаемого объема. Она показывает, как изменится в данном объеме T_p в единицу времени: $v = \Delta t/\tau$ [град/с]. Скорость охлаждения зависит от интенсивности теплопритока Q , а также от характера изменения холодопроизводительности $Q_0^{км}$ компрессора. Схему регулирования производительности компрессора обычно привязывают к температуре T_0 или давлению P_0 кипения, или давлению $P_{вс} = P_1$ в точке 1 (см. рис. 1).

Влияние различных факторов на эффективность работы СПК на системном и элементном уровнях, критерии оценки эффективности СПК

Рассматривая работу компрессора в составе холодильной системы (системный уровень), следует учитывать взаимосвязь изменения между наблюдаемыми параметрами X системы и параметрами на всасывании в компрессор. Между тем компрессор должен поддерживать заданные параметры этой системы, ввиду чего его производительность изменяется за счёт изменения контролируемых параметров M вместе с этим изменяется потребляемая им мощность (элементный уровень), схематично это показано на рис. 3 [6].

Принимая во внимание взаимосвязи, указанные на схеме, эффективность работы СПК следует рассма-



Рис. 3. Схема работы спирального компрессора в составе холодильной системы
 Fig. 3. Operation of a scroll compressor as a part of the refrigeration system

тривать как на элементном уровне, так и на системном уровнях [7].

Вопрос регулирования на элементном уровне, как становится понятно, сопряжён с протекающими в СПК рабочими процессами, а также изменением внутренних термогазодинамических и внешних механических потерь, в зависимости от изменения совокупности контролируемых M и наблюдаемых X параметров (G_a, P, T, n, U).

Согласно [8]–[10], основными индикаторными потерями в СПК будут протечки через зазоры между спиралями, подогрев рабочего вещества в процессе сжатия, газодинамические потери, влияющие на объемные и энергетические характеристики компрессора. К основным механическим потерям СПК можно отнести: трение в подшипниковых узлах и противоворотном устройстве [11]. О степени совершенства компрессора можно судить по ряду его характеристик $Q_0, N_p, N_e, \lambda, \eta_v, \eta_p, \epsilon$ и др. Кроме объемной и энергетической составляющих характеристики компрессора, в понятие эффективности регулирования производительности СПК следует включить такие аспекты, как безопасность, критерием которой является температура нагнетания T_n , надежность, о которой можно судить по количеству отказов, а также капитальные и эксплуатационные издержки на компрессор [12].

Следует отметить, существующие способы регулирования холодопроизводительности СПК работают с понижением его энергетической эффективности и холодильного цикла в целом [13]–[15]. Тогда остается вопрос в количестве затрат энергии на единицу вырабатываемого холода, то есть в оценке холодильного коэффициента:

$$\epsilon = N_e / Q_0. \tag{4}$$

Требования к регулированию производительности компрессора в составе различных холодильных систем разные, определяемые некоторыми критериями [3, 18, 21] такими, как:

- требования к точности поддержания температур;
- расчетный коэффициент рабочего времени компрессора;
- степень дискретности регулирования;
- энергоэффективность;
- надежность и безопасность в эксплуатации;
- капитальные и эксплуатационные издержки;
- характеристика нагрузки на электросеть.

Имеющиеся на сегодняшний день материалы в научной и технической литературе, данные от производителей и патентные свидетельства, позволяют провести аналитический обзор имеющихся способов регулирования производительности спирального компрессора.

Способы регулирования производительности спирального компрессора

Способ регулирования пуском и остановкой компрессора можно считать классическим [16, 17]. Его принцип заключается в остановке компрессора, когда холодильная система вышла на проектную температуру в охлаждаемом объеме рис. 4, в. Физически это осуществляется с помощью контролера или/и реле давления, настроенных, по температуре кипения или давлению всасывания соответственно.

В процессе остановки мощность компрессор не потребляет, а в процессе работы КПД сохраняется посто-

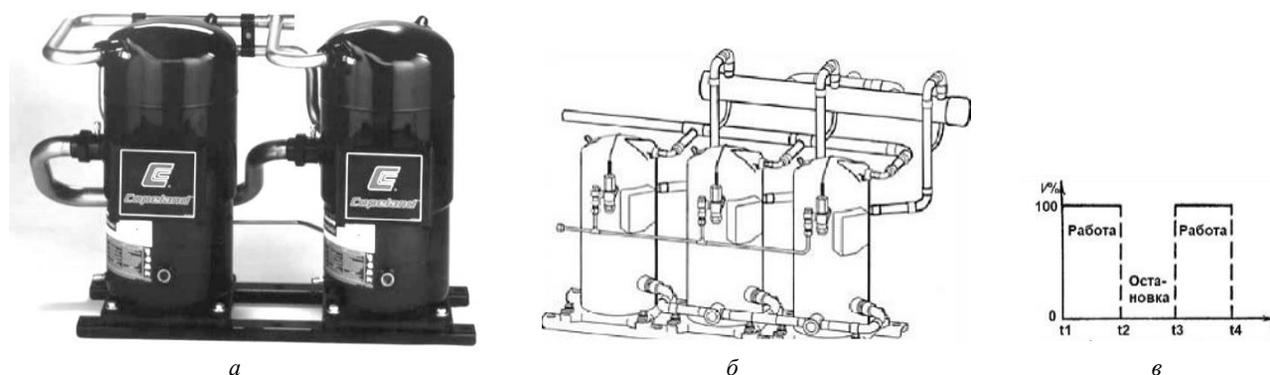


Рис. 4. Мультикомпрессорный агрегат на базе спиральных компрессоров:

а — двухкомпрессорное исполнение (агрегат «Тандем» на базе спиральных компрессоров с простой линией уравнивания масла);
 б — трехкомпрессорное исполнение; в — график работы компрессора в режиме «пуск — остановка»

Fig. 4. Multi-compressor unit based on the scroll compressors:
 a — two-compressor design; b — three-compressor design; в — compressor operation in start-stop mode

янным, что можно отнести к явным преимуществам этого способа регулирования. Однако изменение холодильного коэффициента при таком способе регулирования носит ступенчатый характер, точность поддержания температур не высокая.

Такой способ регулирования оправдывает себя там, где холодильное оборудование работает с непрерывными циклами, периодически, либо для установок с достаточной тепловой инерцией, где коэффициент рабочего времени оборудования не значительный. В иных случаях данный способ регулирования используется в составе мультикомпрессорной централи в сочетании с ресивером, что позволяет сглаживать колебания температур, возникающих в результате ступенчатого изменения производительности.

Эти установки имеют невысокий уровень сложности в изготовлении и доступную стоимость благодаря апробированным конструкциям, требуют линии уравнивания масла, для чего имеют общие маслоотделитель и маслоборник, а также регулятор уровня масла на каждом компрессоре. На агрегатах до трех компрессоров линия уравнивания масла может быть упрощена, исключены дополнительные элементы, как показано на рис. 4, а, б.

К минусам данного способа регулирования следует отнести то, что каждый пуск компрессора, обусловлен высокими пусковыми токами, отсутствием должной смазки трущихся пар в момент пуска, а значит их повышенным износом. Также в этот момент наблюдаются повышенные пусковые токи, что сопровождается повышенным потреблением энергии, снижением срока службы электродвигателя, учитывая периодичность пусков. Поэтому их количество в единицу времени ограничивают, что влияет на точность поддержания температур в охлаждаемых объемах [18].

Способ регулирования производительности внешним байпасированием достаточно прост и описан в [12], он заключается в перепуске рабочего вещества из горячей нагнетательной полости во всасывающую (процесс 2–1), как показано на схеме рис. 5.

Из схемы видно, что перепуск горячей среды повышает температуру всасываемого пара $T_{вс}$, соответственно растет общий температурный уровень (нагрев) компрессора и температура нагнетания $T_{н}$. Понижение $T_{вс}$ достигается смешением среды с охлажденным хладагентом

том, частично отбираемым после конденсатора и поступающего на всасывание (процесс 3–1) через дроссель. Важно отметить, что при такой схеме регулирования потребление энергии компрессором не изменяется, т. к. параметры хладагента (расход и давление) на всасывании остаются постоянными. Следовательно, при снижении Q_0 падает и ϵ , что делает такой способ регулирования энергетически неэффективным. Такой способ регулирования может быть применим к компрессорам большой производительности [12, 13], что маловероятно в случае с СПК.

Способ регулирования производительности внутренним перепуском (внутреннее байпасирование), описан в [19]–[20]. Открытие байпасного канала, выполненного в платформе неподвижной спирали (НСП), позволяет рабочему телу низкого давления циркулировать без сжатия. При этом эффективный рабочий диаметр и угол закручивания профиля спирали уменьшаются (рис. 6, а). В разрезе (рис. 6, б) показано расположение байпасных отверстий в неподвижной спирали, обеспечивающих возврат рабочего тела из камеры сжатия в область низкого давления. Сравнивая такой метод по классификации ступенчатых способов регулирования с применением двухскоростных двигателей, можно отметить простоту системы управления, что не требует дополнительного контактора. Непрерывная работа на постоянной скорости обеспечивает нормальную смазку, как при полном, так и частичном режимах нагрузки. Переход между режимами происходит без остановки. Лабораторные испытания двухступенчатых моделей на R410A, по данным [21] продемонстрировали такой же холодильный коэффициент, как и для стандартного спирального компрессора на R410A, при температуре конденсации 32 °С. Положение портов байпасирования спроектировано для обеспечения 67 % производительности при частичной нагрузке.

Особенность конструктива в том, чтобы избежать больших потерь при полной нагрузке и повышенного термического напряжения рабочих органов приходится ограничивать диаметр сечения отверстий каналов, ориентируясь на шаг ребра спиралей. Это правило позволяет избежать внутренней циркуляции компримируемой среды между ячейками сжатия с разными давлениями. В последних конструкциях выполнено подвижное регулирующее кольцо, взамен плунжерных клапанов, которое

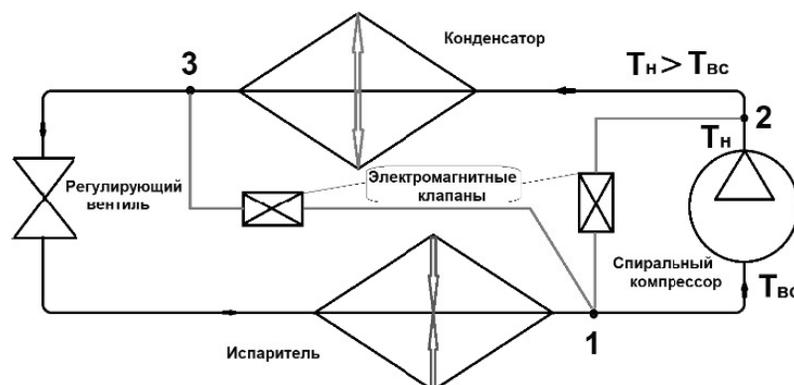


Рис. 5. Способ регулирования СПК методом байпасирования

Fig. 5. Scroll compressor regulation by bypassing

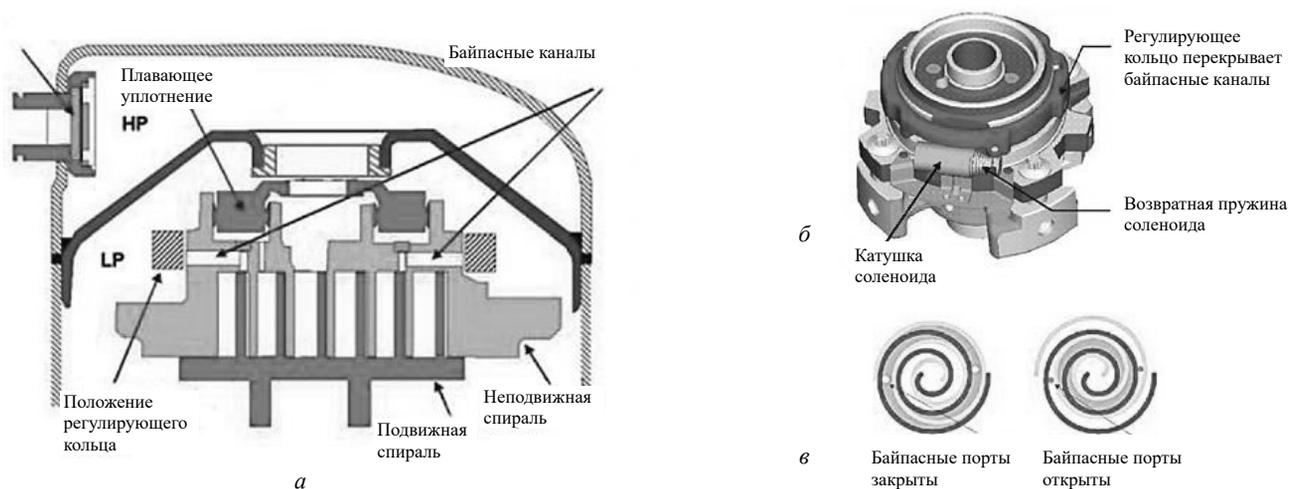


Рис. 6. Двухступенчатое регулирование производительности внутренним перепуском:

а — разрез спирального блока с двухступенчатой модуляцией; б — спиральный блок с двухступенчатой модуляцией в сборе; в — двухступенчатое регулирование производительности за счет уменьшения рабочего угла закручивания спирали при частичной нагрузке

Fig. 6. Double-stage regulation of the capacity by internal bypass

плотно перекрывает проходы при включении встроенного электромагнитного клапана (соленоида), как показано на рис. 6, б. При отключении соленоида пружина возвращает кольцо в разгруженное положение.

Как отмечается в публикации [21], работа СПК при таком способе регулирования возможна только при одной ступени частичной нагрузки с малым диапазоном регулирования при низких отношениях давлений. Такое решение на данный момент, не получило широкого распространения. Однако работы в данном направлении ведутся, похожий механизм регулирования производительности при помощи байпаса с модулируемой пульсацией всасывания (PWM) разработала компания LG [22]. Это решение обеспечивает более высокую эффективность в более широком диапазоне производительности.

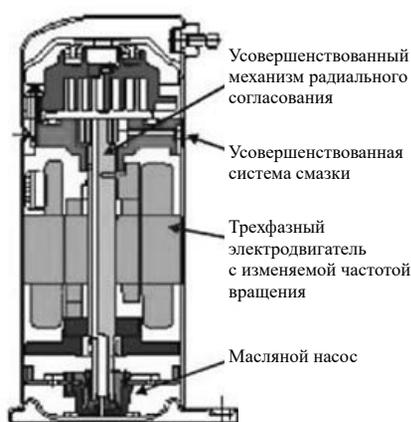
Способ регулирования производительности СПК изменением частоты оборотов вала относится к плав-

ному регулированию и осуществляется за счёт применения преобразователя частоты (ПЧ) электрического тока. Использование электронных схем для ПЧ, в диапазоне от 30 Гц до 100 Гц, позволяет менять обороты электродвигателя, соединенного с валом компрессора, в интервале примерно от 1800 об/мин до 6000 об/мин, укладываясь в рабочий диапазон СПК [23]. Особое внимание при таком способе регулирования уделяется контролю смазки, когда следует избегать увеличения ее циркуляции при высоких оборотах и в то же время обеспечить надежное поступление масла к узлам трения при низких скоростях вращения. Изменение числа оборотов пропорционально изменению потребляемой мощности СПК, соответствующим образом меняются Q_0^{KM} и G_a . Внешний вид СПК в сборе с ПЧ и конструкция компрессора в разрезе показана на рис. 7, а.

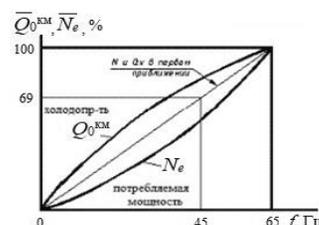
Как показывают проведенные исследования [24], изменение характеристик компрессора при увеличении



а



б



в

Рис. 7. Внешний вид, принцип и схема СПК с изменяемой частотой вращения ротора

Fig. 7. Scroll compressor with changeable rotor speed

числа оборотов вала происходит по параболической зависимости достигая в определенный момент своего максимума. Такая зависимость говорит о наличии в СПК «оптимальной окружной скорости вала компрессора», величина которой интегрально зависит от состава сжимаемой среды и конструкции компрессора. Следовательно, рациональный диапазон регулирования при данном способе, по сути, ограничен с точки зрения энергоэффективности. Исходя из этого, следует соизмерять диапазон регулирования с максимально и минимально необходимой холодопроизводительностью и коэффициентом рабочего времени при сезонных нагрузках.

Для увеличения диапазона частотного регулирования можно использовать тандем, показанный на рис. 4, а, выбирая компрессоры разной мощности, в отношении «золотого сечения» [25, 26].

Положительный момент данного способа регулирования, возникает на системном уровне, когда с понижением частоты оборотов вала компрессора, снижается G_a , но остаются прежними расход воздуха через испаритель и конденсатор. Следовательно, снижаются температурные напоры между средами в обоих теплообменниках, это ведет к уменьшению $T_k(P_k)$ и увеличению $T_0(P_0)$, показанные на диаграмме (рис. 1). Таким образом, степень повышения давления в компрессоре $\pi = P_2/P_1$, снижается, уменьшается энергопотребление. В результате снижения частоты тока на приводе компрессора ведет к непропорционально большому уменьшению величины потребляемой им мощности, характер кривых $Q_0^{кв}$ и N_e представлены на (рис. 7, в) [3, 18]. Соответственно при нулевой частоте потребление мощности отсутствует, а наименьший холодильный коэффициент получается в режиме наивысшей нагрузки.

Следует обратить внимание и на отрицательные обстоятельства при практическом применении данного способа регулирования. Так в работе [27] указывается на повышенное энергопотребление СПК, когда на всасывание может попадать избыточное количество смазочного масла в смеси с хладагентом в жидком или газожидкостном состоянии, что характерно для судовых и транспортных компрессоров. При снижении подаваемого напряжения и частотах ниже 25 Гц, мощность двигателя приближается к потерям в механизме движения, возникает нестабильная работа, увеличивается скольжение двигателя, возможны остановки и обратное вращение спиралей компрессора (из-за перепада давления) — «генераторный режим» для двигателя. С понижением частоты вращения вала и орбитальной скорости подвижной спирали увеличиваются относительные протечки между парными полостями в процессе сжатия. Дополнительно способствующим этому фактором в СПК, может быть снижение действия центробежных сил на ребро подвижной спирали (ПСП), прижимающих ее к ребру неподвижной спирали (НСП) [11].

Применение способа частотного регулирования, требует дополнительной установки преобразователя частоты для изменения скорости вращения электродвигателя, что значительно увеличивает капитальные затраты. Стоимость таких преобразователей возрастает с увеличением мощности электродвигателя, несмотря на это такая технология, применяется в СПК на протяжении уже 20 лет [18, 20].

Регулирование производительности СПК за счет применения многоскоростных двигателей от части напоминает предыдущий метод, но является по характеру регулирования дискретным вариантом изменения частоты оборотов электродвигателя. При переключении с одной частоты на другую меняется общая производительность компрессора. Основное различие этого и предыдущего способов регулирования заключается в плавности изменения частоты вращения вала, когда за счет применения специальных многоскоростных двигателей их переключение происходит ступенчато, также ступенчато меняя производительность компрессора [29]. Применение многоскоростных двигателей обошлось бы значительно дешевле, чем преобразователя частоты, при схожей энергоэффективности. Однако в холодильных компрессорах такой способ регулирования почти не находит применения, применение в спиральных компрессорах, также выявить не удалось.

Объяснить такое положение дел можно с позиций оптимизации энергоэффективности, которую можно провести по вращающему моменту и коэффициенту мощности только для одной определенной частоты вращения. Переключение на другую частоту многоскоростного электродвигателя для холодильных компрессоров потребует новой оптимизации, что выполнить затруднительно, соответственно данные электродвигатели показывают значительно худшие результаты. Более того, переключение частоты вращения сравнимо с новым пуском компрессора, что влечет ряд вышеописанных последствий для электродвигателя. Следует учитывать и отрицательное влияние на нагрузку электрической сети.

Регулирование производительности методом разведения спиралей — сравнительно новый, применяемый компанией Copeland метод [30]. Общий вид такого компрессора представлен на рис. 8.

Данный способ регулирования основан на «широко импульсной модуляции», которая дискретным образом, в широком диапазоне холодопроизводительности, от 10 до 100 % может обеспечить почти плавное регулирование (рис. 8, с). Достигается такой результат тем, что ПСП совершает орбитальное движение с постоянной угловой скоростью независимо от нагрузки, но разведение спиралей в осевом направлении снижает эффект компримирования, производительность компрессора практически равна нулю, но потребляемая мощность компрессора составляет при этом 10 % от номинальной. Массовая подача сжатого рабочего тела будет зависеть от времени, в течение которого спирали были разведены.

На рис. 8, b в разрезе показана конструкция СПК с данным способом регулирования. Осевое смещение (около 1 мм) за счет низкого давления на входе в компрессор имеет, расположенная на вершине НСП. Разгрузка компрессора происходит в момент подачи импульсного сигнала от электромагнитного клапана, время разгрузки зависит от соотношения работы соленоида. По образовавшимся во время разгрузки каналам рабочее тело из полости высокого давления, в количестве соизмеримом с объемом находящейся над поршнем перепускается в область низкого давления (рис. 8, a).

К очевидным преимуществам данного метода можно отнести широкий диапазон регулирования, быстрое

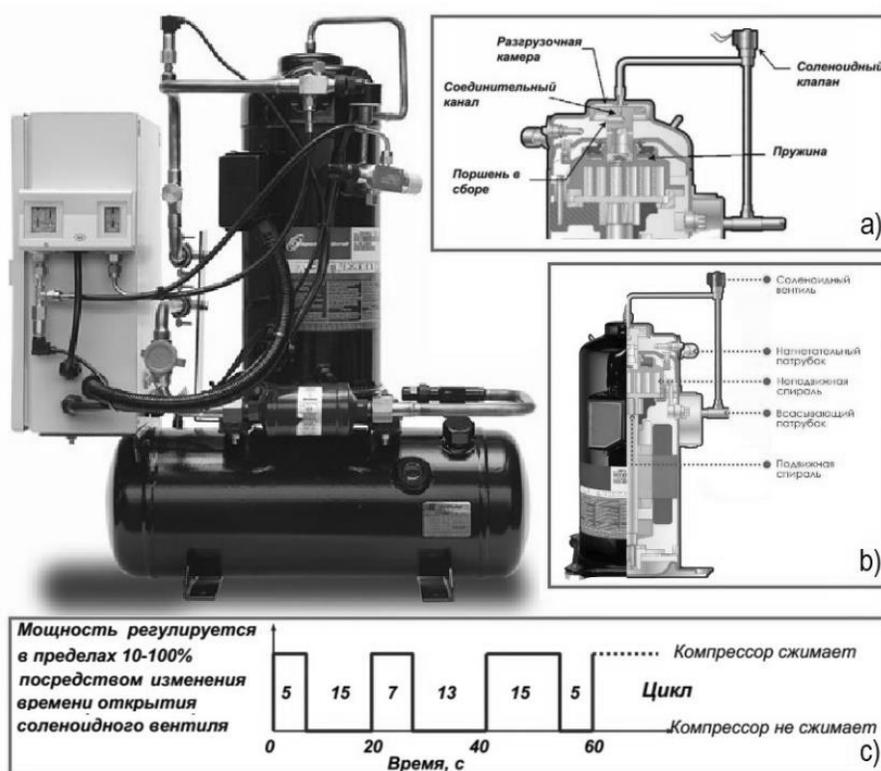


Рис. 8. Внешний вид, принцип и схема импульсного регулирования расстояния между спиральми компрессора

Fig. 8. Pulse regulation of the distance between the spirals

изменение холодопроизводительности, отсутствие проблем с возвратом масла и электромагнитного излучения, оказывающего негативное влияние на электросеть и создающего наводки на слаботочные кабельные системы [31].

Однако следует отметить, в каждый момент подачи импульсного сигнала процесс сжатия резко прерывается, а сжатое до этого рабочее тело перетекает обратно ячеек нагнетания обратно в полость всасывания. Соответственно при высокой цикличности такого процесса можно ожидать механических напряжений спиралей, следовательно, к неустойчивости ПСП. К тому же при продолжительной разгрузке СПК, когда его энергопотребление составляет 10 % (холостой режим), снижает энергоэффективность компрессора и повышает термическое напряжение электродвигателя.

Классификация способов регулирования СПК

Рассмотренные нами способы регулирования производительности спирального компрессора отличаются друг от друга по ряду признаков, определяющих преимущества и недостатки каждого из способов. В то же время конструктивные особенности того или иного способа регулирования дают возможность распределить их на группы сходных признаков. Так известные, на сегодняшний день, способы регулирования производительности СПК, по аналогии с представленной нами ранее в отношении винтовых компрессоров в работе [12], классифицированы и представлены в виде схемы на рис. 9.

Как видно из схемы, разнообразие указанных способов регулирования, в силу конструкции СПК не велико. А учитывая ранее описанные преимущества и недо-

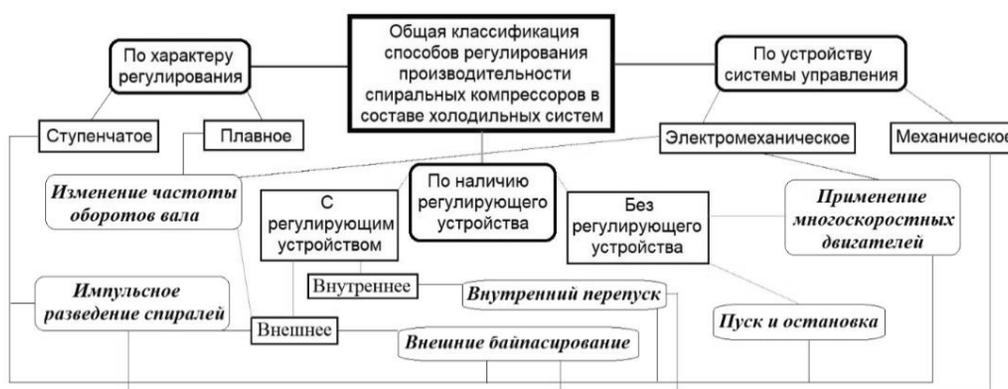


Рис. 9. Классификация способов регулирования спирального компрессора

Fig. 9. The ways of scroll compressor regulation

статки, уже на данный момент можно ограничить круг выбора способов регулирования в соответствии с изначально принятыми условиями (критериями выбора). Далее следует выполнить сравнительный анализ оценки эффективности в плане оптимального решения.

Следует признать, что нет способа регулирования, полностью удовлетворяющего всем критериям, или хотя бы большинству из них, что приводит к выбору приоритетов в пользу того или иного способа регулирования или их комбинации.

Регулирование производительности СПК комбинированным методом

В подавляющем большинстве строится на основе многокомпрессорного агрегата. В случае небольшой производительности широкое распространение получил вариант тандема, где все элементы агрегата могут быть смонтированы на одной раме, включая конденсатор [18, 28]. При значительной производительности используется многокомпрессорная отдельно стоящая централь, где компоновка и удалённость друг от друга элементов также имеет значение.

При таком подходе применяются компрессоры, регулируемые пуском и остановкой, кроме одного — лидерного, у которого осуществляется более точная регулировка. Лидерный компрессор, в абсолютном большинстве регулируется, как правило, изменением частоты оборотов вала или импульсным разведением спиралей. Такие сочетания со ступенчатым регулированием весьма эффективны при частичных нагрузках, а в сочетании с интеллектуальной системой управления, обладают превосходным потенциалом энергосбережения. Изменение холодопроизводительности при комбинированном способе регулирования с разными лидерными компрессорами показано на рис. 10.

В данном случае регулирование производительности рассчитывается в зависимости от тепловой нагрузки. Производительность лидерного компрессора больше любого другого стоящего на раме, процент зависит от кон-

кретного количества всех компрессоров и диапазона регулирования. Это позволяет уйти от прерывистого охлаждения и сократить время захлаживания, т. к. всегда работает лидерный компрессор, а при нехватке холодопроизводительности включается компрессор постоянной производительности. Энергетические характеристики комбинированного способа регулирования производительности компрессоров как нетрудно представить зависят от выбранного типа управления каждого компрессора и их сочетания. Т. е. от выбранного способа регулирования лидерного компрессора и общей схемы управления централью. Суммарная функциональная зависимость значений холодильного коэффициента для каждого способа регулирования компрессорами на агрегате, является усредняющей.

Методы расчета и сравнительного анализа способов регулирования производительности СПК

Согласно уравнению (4), мерой оценки энергетической эффективности выбранного способа регулирования является холодильный коэффициент ε . Для его определения ε следует произвести расчет энергетических характеристик объекта исследования, а именно, индикаторной мощности и индикаторного КПД компрессора, построить зависимость изменения относительной индикаторной мощности компрессора от его относительной производительности. Для более подробной оценки следует рассмотреть факторы, влияющие на сравниваемые характеристики, что можно сделать, выразив их через соответствующие параметры, изначально записав баланс для холодопроизводительности компрессора, равной тепловой нагрузке холодильной системы [5]:

$$Q_0^{KM} = V_d q_v = V_T \lambda q_v = W_{vc} n \lambda q_v, \quad (5)$$

где W_{vc} — рабочий объем парной полости всасывания компрессора; n — частота вращения вала компрессора; λ — коэффициент подачи; q_v — удельная объемная холодопроизводительность компрессора.

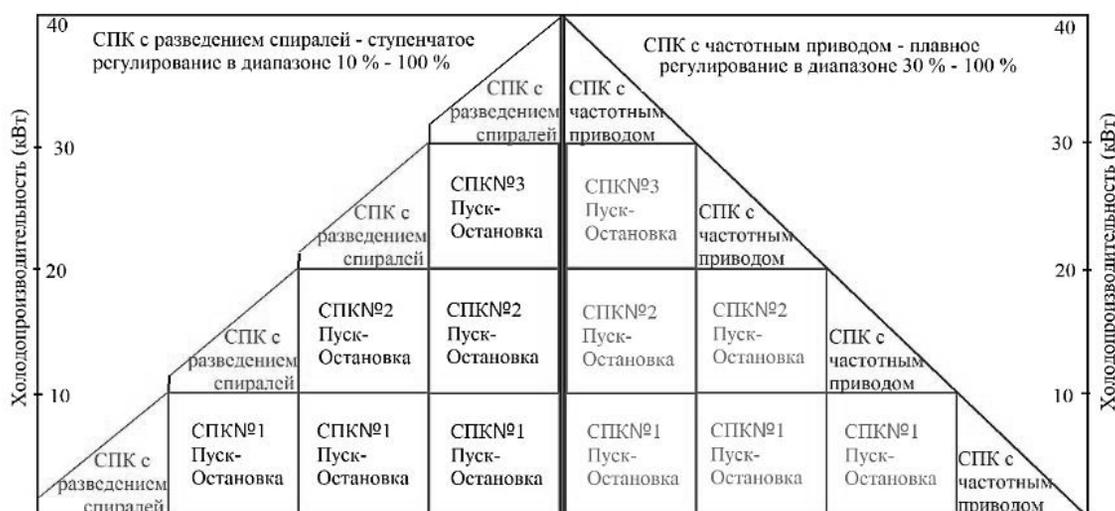


Рис. 10. Изменение холодопроизводительности при комбинированном способе регулирования производительности спиральных компрессоров

Fig. 10. Changes of refrigerating capacity at combined method of regulation of scroll compressor capacity

Учитывая условность понятия холодопроизводительности, регулирование действительной объемной (или массовой) производительности спирального компрессора теоретически может осуществляться путем изменения любой величины, входящей в формулу (5).

Так, например, суммарный объем парных ячеек всасывания, за один оборот вала: $\sum W_{\text{вс}} = 2\pi h t \varepsilon K_{\theta}$, где h — высота спирали; t — шаг спирали (расстояние по нормали между соседними витками спирали); ε — эксцентриситет (радиус орбиты окружности по которой перемещается ПСП); K_{θ} — коэффициент типа спирали (для спирали Архимеда), $K_{\theta} = \theta_{\text{п}} - 1$, где $\theta_{\text{п}}$ — полный угол закрутки спирали. $t = 2\pi r_0 = 2(\varepsilon + \delta)$; $r_0 = (\varepsilon + \delta)/\pi$, где r_0 — радиус основной окружности спирали [8].

Для описания термодинамического состояния рабочего вещества в каждый момент рабочего цикла компрессора, при выбранном способе регулирования, используется математическая модель, основанная на системе дифференциальных уравнений, процесса с переменной массой сжимаемого тела, состояние рабочего вещества в каждый момент времени может быть рассмотрено как функция от угла поворота вала: $dp/d\varphi_1 = p(\varphi_1)$, $dT/d\varphi_1 = T(\varphi_1)$ и $dT_{\text{м}}/d\varphi_1 = T_{\text{м}}(\varphi_1)$.

Как показано в работе [32], степень термодинамического совершенства выбранного способа регулирования можно оценить с помощью безразмерного отношения величин $N_i/N_{i,100}$ и $Q_0/Q_{0,100}$. При этом малые значения отношения соответствуют лучшей эффективности регулирования с меньшими затратами работы компрессора с неполной производительностью.

$$k_{\text{пер}} = \frac{N_i / N_{i,100}}{Q_0 / Q_{0,100}} = \frac{l_s}{l_{s,100}} \cdot \frac{\eta_{i,100}}{\eta_i} \quad (6)$$

Для идеального случая параметр $k_{\text{пер}}$ равен единице, при котором уменьшение производительности пропорционально уменьшению потребляемой мощности компрессором, для остальных случаев $k_{\text{пер}}$ больше единицы. Во внимание следует принять влияние параметров давления всасывания и нагнетания.

Сравнительные исследования [33] показали, что динамические свойства и общая эффективность системы существенно зависят от способа регулирования производительности компрессора. При выраженном ступенчатом снижении Q_0 наблюдается падение давления конденсации при высоком уровне температуры, что частично приводит к испарению хладагента. Резкое ступенчатое повышение Q_0 приводит к колебаниям в холодильной системе, как следствие значительное понижение T_0 , часто сопровождающееся недостаточным перегревом на всасывании. Как правило, это приводит к негативным последствиям, связанным с безопасностью работы и нестабильности работы холодильной системы, выраженной отклонением от заданного режима. Даже при плавном регулировании, когда частичные нагрузки требуют минимум Q_0 , массовый расход рабочего тела сильно снижается и нельзя гарантировать оптимальное поступление хладагента в испаритель с непосредственным охлаждением. Это может быть связано также и с диапазоном регулирования. В данных обстоятельствах важную роль играет эффективная система регулирования вспомогательных элементов в системе (вентиляторы, насосы) их

пределы должны быть точно определены, что влияет на общее энергопотребление системы. При таком подходе анализ этой эффективности требуется провести термодинамический анализа цикла в рамках системного подхода, но оценка холодильного коэффициента в данном случае будет недостаточна [33, 34]. Т. к. параметр ε , по сути, является мерой оценки несопоставимых величин: потенциала работы цикла, полностью способного к преобразованию и тепла, энергетическая ценность которого выражается потенциалом температуры, то ε принимает значения больше нуля и не содержит в себе непосредственной информации об уровне термодинамического совершенства системы.

В то же время эксергетический анализ термодинамической системы показывает скрытые в энергетическом балансе характеристики, требующие оценки после соответствующей обработки информации и исследования в целях совершенствования объекта. Т. е. в отношении холодильной системы с помощью эксергетического анализа оценивается не только общее термодинамическое совершенство, но и конкретные стадии процессов, где сосредоточены потери эксергии, говорящие о потенциальной работоспособности системы. Эмпирически в общем случае это можно выразить через эксергетический КПД, значение которого демонстрирует степень приближения системы или ее элементов к идеальному случаю. Методики определения эксергетического КПД приведены в работах [33, 34].

Общее выражение для эксергетического КПД можно записать как

$$\eta = \frac{\sum E' - \sum D}{\sum E'} = \sum E'' / \sum E, \quad (7)$$

где $\sum E'$ — входящая эксергия; $\sum E''$ — выходящая эксергия; $\sum D$ — потери.

Помимо вышеописанных аспектов, сравнительный анализ способов регулирования должен включать: изначальную стоимость капитальных затрат, стоимость эксплуатационных затрат, период окупаемости и последующей экономией, критерием оценки безопасности и надежности и т. д. Как правило, из-за многофакторности вопроса, достаточно применять только основные статьи затрат, на основе которых и проводится анализ выбора способа регулирования.

Сводный анализ эффективности способов регулирования и определение путей их совершенствования для СПК

На практике многофакторность вопроса энергопотребления СПК и холодильной системы в целом приводит к тому, что при одинаковой схеме управления системы в одинаковых условиях энергетические показатели могут быть совершенно различные. Поэтому важно изначально задаться критериями оценки эффективности способа регулирования, в отношении которых будет создан приоритет.

Изначальная оценка рациональности применения в соответствие с выработанными критериями может быть проведена по соответствующим признакам, согласно представленной классификации, с учетом описанных преимуществ и недостатков по каждому способу регу-

лирования. Сравнивая данные из работ [18, 19, 23, 30], можно заключить, что КПД от регулирования спиралей байпасированием самый низкий, он составляет всего 10 %, а «широко импульсная модуляция» будет иметь КПД около 53 %, т. к. здесь энергия на перемещение рабочего тела при регулировании не затрачивается. По диапазону производительности разведение спиралей эквивалентно регулированию пуском-остановкой компрессоров, общий диапазон в обоих случаях двухступенчатый (0 и 100 %). А также величина производительности СПК зависит от продолжительности режимов вкл/откл. Однако при разведении спиралей скорость вращения ротора постоянна, пусковые токи отсутствуют, скорость изменения Q_0 выше — это несомненное преимущество импульсного метода перед регулированием пуском-остановкой. Однако при разгруженном состоянии остается потребление электроэнергии, т. е. для малой частичной нагрузки регулирование пуском — остановкой выгоднее, т. к. в период нулевой производительности потребление электроэнергии также нулевое. Наиболее эффективным является применение частотного преобразователя (КПД в этом случае выше 95 %), но и его минимальный предел регулирования выше, при разведении спиралей у Digital Scroll, и составляет 30 %. Стоимость же такого решения возрастает на порядок, в то же время менее затратным способом могли бы стать многоскоростные двигатели, но данный метод требует подробного изучения и выработки возможных путей оптимизации энергозатрат, к тому же остается вопрос ресурса электродвигателей.

Принимая технические характеристики и данные из каталогов заводов-изготовителей [19, 23, 30], на рис. 11 приведем график сравнения изменения холодильного коэффициента в случае применения основных способов регулирования холодопроизводительности в СПК.

Проводя энергетическую оценку, исходя из данного графика, видно, что наиболее выгодным способом регулирования будет инверторный с изменением частоты оборотов вала компрессора. Данный способ выгоднее ступенчатого пуском и остановкой в силу того, что про-

изводительность меняется пропорционально скорости вращения, а ϵ при снижении Q_0^{KM} в отличие от ступенчатого, где ϵ остается практически постоянным. С понижением скорости вращения вала скорость протекания рабочих процессов замедляется, сжатие среды происходит более медленно. Процесс компримирования в этом случае приближается к квазистационарному, возрастание энтропии минимально, что также указывает и подтверждает рост холодильного коэффициента.

Заключение

Таким образом, в результате проведенного исследования выявлено, что наиболее энергоэффективным способом регулирования производительности СПК является изменение частоты вращения вала компрессора. Другими предпочтительными способами регулирования остаются: пуск — остановка компрессора и комбинированный способ на основе первых двух. Регулирование импульсным разведением спиралей широко применяется пока только компанией Copeland, при этом другой способ внутреннего байпасирования оказался менее эффективным, а самым энергозатратным остается — байпасирование. Следует отметить, что практически нет информации об использовании и исследовании в СПК такого способа регулирования как многоскоростные двигатели, данная информация отсутствует в каталогах производителей. Однако при энергетической сопоставимости, в будущем этот способ мог бы составить альтернативу частотному регулированию в экономическом аспекте.

Залогом и направлением развития области регулирования производительности спирального компрессора должны стать комбинированные способы, а исследовательские работы должны вестись в направлении изыскания новых конструктивных методов регулирования.

Опираясь на проведенный обзор, можно отметить, что основной объем научных работ в данной области проводится в исследовательских центрах предприятий производителей таких как Danfoss, Bitzer, Copeland, Hitachi и др., а также в ряде университетов Европы, США, Китая, учитывая данные [4].

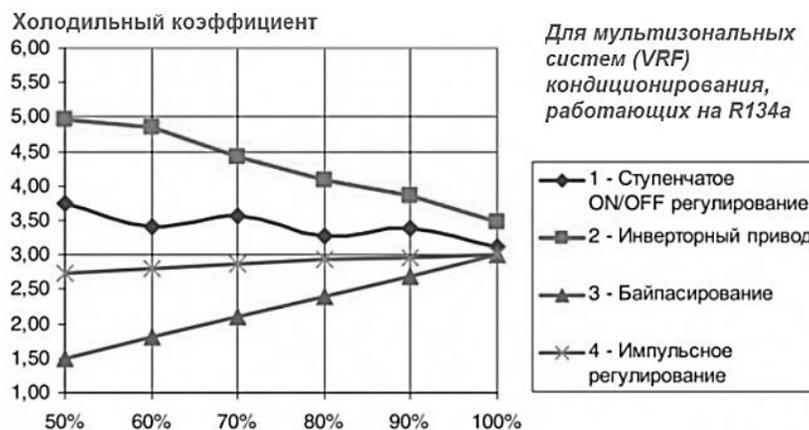


Рис. 11. Изменение холодильного коэффициента СПК в системах VRF, работающих на R134a, при уменьшении нагрузки на наружный блок и снижении T_{oc}

Fig. 11. Changes of the coefficient of performance of a scroll compressor in VRF systems operating on R134a when reducing the load on the outdoor unit and reducing T_{oc}

Исследования в основном сосредоточены на доработке узлов и оптимизации зарекомендовавших себя способов регулирования [3, 4]. Так в компании Danfoss исследовано механическое напряжение на стенках спиралей в компрессорах с инверторным приводом, это позволит оптимизировать форму спирали. Ученые из Политехнического университета Валенсии выявили в своем исследовании отрицательный эффект перегрева в области электродвигателя и его влияние на механические потери и производительность инвертора, при работе на R410A и R290 (пропане) с испарительным охлаждением.

Соответственно можно сделать следующие выводы:

— эффективность изменения частоты вращения вала компрессора, как способа регулирования спирального компрессора очевидна, но требует оптимизации и прежде всего в аспекте сокращения капитальных затрат;

— выбор и оптимизация способа регулирования должна проводиться как на элементном, так и на системном уровнях, с учетом влияния внешних факторов;

— метод математического моделирования, несомненно, остается основным способом оценки эффективности на элементном уровне, тогда как на системном уровне эксергетический анализ, позволяет показать латентные составляющие энергетического баланса, требующие анализа и исследования.

Исследования в области совершенствования способов регулирования СПК имеет стратегическое значение в плане энергоэффективности холодильной системы, срока ее службы, здесь важную роль играют:

— повышение качества протекающих рабочих процессов, что ставит задачи совершенствования конструктивных узлов регулирования;

— изучение влияния, термодинамики процессов при регулировании производительности на элементы рабочих органов и систему маслораспределения.

Литература/References

1. Rotary Compressor Market Presents Five New Trends in First Half of 2023. // JARN. 2023-10-16. [Электронный ресурс]: https://www.ejarn.com/detail.php?id=80502&l_id (дата обращения: 26.12.2023).
2. Кованов А. В. Обзор рынка спиральных компрессоров, некоторые аспекты развития технологии // Альманах научных работ молодых ученых Университета ИТМО. 2020. Т. 1. С. 113–119. [Kovanov A. V. Overview of the spiral compressor market, some aspects of technology development. Almanac of scientific works of young scientists at ITMO University. 2020. Vol. 1. pp. 113–119. (in Russian)]
3. Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессоростроения. Часть 1. Рынок и производство // Вестник Международной академии холода. 2023. № 1 (86). С. 10–22. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-1-10-22 [Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A. State of the art and prospects for refrigerating compressor industry. Part 1. Market and production. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 1. p. 10–22. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-1-10-22 (in Russian)]
4. Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессоростроения. Часть 2. Технологии и наука // Вестник Международной академии холода. 2023. № 2 (87). С. 14–25. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25 [Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A. State of the art and prospects for refrigerating compressor industry. Part 2. Technology and science. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 2. p. 14–25. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25 (in Russian)]
5. Сакун И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Л.: Машиностроение, 1987. 423 с. [Sakun I. A. Thermal and structural calculations of refrigerating machines. L.: Mashinostroenie, 1987. 423 p. (in Russian)]
6. Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А., Михайлова Е. Н., Белов П. А. К вопросу оптимизации рабочих характеристик спирального компрессора в составе бустерной холодильной машины на CO₂ с целью повышения ее эффективности // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2023. Т. 50. № 1. С. 42–52. [Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A., Mikhailova E. N., Belov P. A. On the issue of optimizing the performance characteristics of a spiral compressor as part of a CO₂ booster refrigeration machine in order to increase its efficiency. *Bulletin of the Dagestan State Technical University. Technical sciences*. 2023. Vol. 50. No. 1. pp. 42–52. (in Russian)]
7. Татаренко Ю. В. Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин. СПб.: Университет ИТМО, 2015. 100 с. [Tatarenko Yu. V. Introduction to mathematical modeling of characteristics of steam compressor refrigerating machines. St. Petersburg: ITMO University, 2015. 100 p. (in Russian)]
8. Kovanov A. V., Zhigovskaia D. V., Pronin V. A., Tsvetkov V. A. The aperture's classification of working organs of scroll compressor, the estimation of their influence on supply coefficient. *AIP Conference Proceedings*. 2021. Vol. 2412. pp. 030046.
9. Pereira E., Deschamps C. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors. *International Journal of Refrigeration*. 2020. Vol. 110, P. 239–247.
10. Chen Y., Halm N. P., Groll E. A., Braun J. E. Mathematical Modeling of Scroll Compressors. Part I: Compression Process Modeling. *International Journal of Refrigeration*. 2002. Vol. 25. no. 6, P. 731–750.
11. Kyobong K., Gwanghee H., Gunhee J. Dynamic analysis of a flexible shaft in a scroll compressor considering solid contact and oil film pressure in journal bearings. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 127. 2021. P. 165–173. DOI: 10.1016/j.ijrefrig. 2021.01.032.
12. Пронин В. А., Цветков В. А., Кованов А. В., Жигновская Д. В., Верболов А. П. Аналитический обзор способов регулирования производительности винтовых компрессоров. // Вестник Международной академии холода. № 2. 2021. С. 28–38. [Pronin V. A., Tsvetkov V. A., Kovanov A. V., Zhigovskaia D. V., Verboloz A. P. Methods for regulating the performance of screw compressors. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 2. p. 28–38. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-28-38 (in Russian)]
13. Ануфриев А. В., Пекарев В. И. Влияние способа регулирования холодопроизводительности и внешних условий на эффективность винтового компрессора // Вестник Международной академии холода. 2008. № 2. С. 17–21. [Anufriev A. V., Pekarev V. I. The influence of the method of regulating cooling capacity and external conditions on the efficiency of a screw compressor. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2008. No. 2. pp. 17–21. (in Russian)]

14. Cárcel-Carrasco J., Pascual-Guillamón M., Salas-Vicente F. Improve the Energy Efficiency of the Cooling System by Slide Regulating the Capacity of Refrigerator Compressors. *ITM, Institute of Materials Technology, Universitat Politècnica de València, 46022 Valencia, Spain Appl. Sci.* 2021, no 11. p. 1–13. DOI: 10.3390/app11052019
15. Pankaj D., Gagandeep S. S., Dr. Rajesh G. To Optimize the Effect of Various Parameters on the Performance of Vapor Compression Refrigeration Cycle. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2015. Vol. 4. Is. 07.
16. Спиральные герметичные компрессоры «Copeland Scroll». [Электронный ресурс]: <https://copeland.ru/katalog/spiralnye-germetichnye-kompressory-copeland-scroll/> (дата обращения: 08.10.2023).
17. Schmidt W. P., Mitchell J. F., Okasinski J., Beard J. D. Optimum compressor controls for closed loop refrigeration. *19th International conference & exhibition on liquefied natural gas. Air Products and Chemicals*. 2019.
18. Корневцев Д. Сравнение способов регулирования холодопроизводительности компрессоров. // Bitzer. [Электронный ресурс]: http://cis.bitzer.ru/sravnienie_sposobov_regulirovaniya_holodoproizvoditelnosti_kompressorov?ysclid=Irni-buez8p105407190 (дата обращения: 08.01.2024).
19. Copeland. Инструкция по эксплуатации. Спиральные компрессоры для кондиционирования ZR 18 K4*.....ZR 81 KC*. [Электронный ресурс]: https://copeland.su/files/Instrukcii_po_expl-ii/ZR18-ZR81_Rus.pdf (дата обращения: 09.11.2023).
20. Hirano T., Shipoka T. The Scroll Compressor with Variable Capacity Control Mechanism for Automotive. *Air Conditioner. International Compressor Engineering Conference*. 1990. P. 697.
21. Ханди Г. Ф. Регулирование производительности при применении спиральных компрессоров. Copeland Europe. // Холодильный бизнес. 2004. № 8. с. 12–15. [Handi G. F. Performance control in the application of scroll compressors. Copeland Europe. *Refrigeration business*. 2004. No. 8. pp. 12–15. (in Russian)]
22. Scroll compressor with bypass: United States Patent: US 11,047,386 B2 / Yongkyu Choi, Seoul (KR); Inho Won, Seoul (KR); Cheolhwan Kim, Seoul (KR); LG Electronics Inc; Jun. 29, 2021; International Search Report and Written Opinion dated Sep. 23, 2014 issued in Application No. PCT / KR2014 / 004460
23. Danfoss. Спиральные компрессоры VSH с частотным регулированием для систем кондиционирования 50–60 Гц — R410A / Руководство по выбору и эксплуатации. [Электронный ресурс]: <https://assets.danfoss.com/documents/89468/AB137786422850en-000301.pdf> (дата обращения: 10.11.2023).
24. Выдрин А. С., Мифтахов Р. М. Некоторые результаты экспериментального исследования спирального компрессора с частотным регулированием электропривода. // Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке. 2015. С. 314–317. [Vydrina A. S., Miftakhov R. M. Some results of an experimental study of a spiral compressor with frequency control of an electric drive. *Low-temperature and food technologies in the XXI century*. 2015. pp. 314–317. (in Russian)]
25. Косачевский В. А. О производительности спирального компрессора // Вестник Международной академии холода. 2016. № 4. С. 40–46. [Kosachevsky V. A. On the performance of a spiral compressor. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. No. 4. pp. 40–46. (in Russian)]
26. Bitzer. Компания Bitzer на выставке MCE. // Холодильная техника. 2012. № 4. С. 48–49. [Bitzer. Bitzer company at the MCE exhibition. *Refrigeration equipment*. 2012. No. 4. pp. 48–49. (in Russian)]
27. Способ регулирования и работы двигателя судового спирального компрессора с частотным регулированием оборотов. Патент: RU 2 681 199 C1. / Выдрин А. С., Андреева Е. Г., Ушаков П. В. Мифтахов Р. М. // Описание изобретения к патенту. Заявка 2018108790, 12.03.2018. с. 10. [A method for regulating and operating the engine of a marine scroll compressor with frequency control of revolutions. Patent: RU 2 681 199 C1. / Vydrina A. S., Andreeva E. G., Ushakov P. V. Miftakhov R. M. Description of the invention to the patent. Application 2018108790, 03/12/2018. p. 10. (in Russian)]
28. Бабкин Б. С., Выгодин В. А. Спиральные компрессоры в холодильных системах / Монография. Рязань: Узорочье, 2003. 379 с. [Babkin B. S., Vygodin V. A. Scroll compressors in refrigeration systems / Monograph. Ryazan: Uzorochye, 2003. 379 p. (in Russian)]
29. Гаврилова С. В., Доманов В. И. Анализ и синтез схем регулирования двухскоростных асинхронных двигателей. // Вестник УлГТУ. 2015. № 1. С. 57–59. [Gavrilova S. V., Domanov V. I. Analysis and synthesis of control circuits for two-speed asynchronous motors. *Bulletin of UlSTU*. 2015. No. 1. pp. 57–59. (in Russian)]
30. Emerson. Руководство по эксплуатации Спиральные компрессоры DigitalTM для кондиционирования воздуха ZRD42K * — ZRD125K* ZPD34K* — ZPD182K* // Copeland Scroll Digital. C6.2.15/0815/RU. [Электронный ресурс]: <https://www.copeland.com/en-us/site-under-maintenance> (дата обращения: 12.11.2023).
31. Спиральная машина с разгрузочным устройством. Патент: RU 2 161 736 C2, МПК F04C18/04 / Ибрагимов Е. Р. Паранин Ю. А.; Патентообладатели: АОЗТ «Конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В. Б. Шнеппа». заявка 99107609/06, 1999-04-07, опубликовано 10.01.2001. [Washing machine with unloading device. Patent: RU 2 161 736 C2, IPC F04C18/04 / Ibragimov E. R. Parinin Yu. A.; Patent holders: JSC «Design Institute of Centrifugal and Rotary Compressors named after V. B. Schnepf». Application 99107609/06, 1999-04-07, published on 10.01.2001. (in Russian)]
32. Ануфриев А. В., Пекарев В. И. Моделирование рабочих процессов винтового компрессора при регулировании производительности. // Вестник Международной академии холода. 2011. № 4 (41). С. 17–20. [Anufriev A. V., Pekarev V. I. Modeling of working processes of a screw compressor when regulating productivity. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2011. No. 4 (41). pp. 17–20. (in Russian)]
33. Малышев А. А. Киреев В. С. Эксергетический анализ теплового насоса для условий Северо-запада России. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия Холодильная техника и кондиционирование. 2017. № 4. С. 22–30. [Malyshev A. A. Kireev V. S. Exergetic analysis of a heat pump for the conditions of the North-West of Russia. *Scientific Journal of the National Research University of ITMO. A series of Refrigeration and air conditioning*. 2017. No. 4. pp. 22–30. (in Russian)]
34. Галимова Л. В., Джумурбаев Р. Ю., Марченко О. С., Биржанов А. С. Эксергетический анализ поршневого холодильного компрессора, охлаждаемого водой. // Вестник АГТУ. 2010. № 2 (50). С. 22–26. [Galimova L. V., Dzhumurbaev R. Yu., Marchenko O. S., Birzhanov A. S. Exergetic analysis of a reciprocating refrigeration compressor cooled by water. *Bulletin of the AGTU*. 2010. No. 2 (50). pp. 22–26. (in Russian)]

Сведения об авторах

Пронин Владимир Александрович

Д. т. н., профессор, ординарный профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, maior.pronin@mail.ru

Кованов Александр Викторович

Главный инженер по торговому оборудованию ООО «О'КЕЙ», 195112, Санкт-Петербург, пр. Энергетиков, 4. Kovanov76@yandex.ru

Жилкин Антон Юрьевич

Аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, zhilkin_ai@itmo.ru

Михайлова Екатерина Николаевна

Инженер образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, mikhaylova_en@mail.ru

Цветков Вадим Александрович

Аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, wadimsvetkov@mail.ru

Information about authors

Pronin Vladimir A.

D. Sc., Professor, Professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, maior.pronin@mail.ru

Kovanov Aleksandr V.

Chief Engineer for commercial equipment LTD «O'KAY», 195112, St. Petersburg, Energetikov Ave., 4. Kovanov76@yandex.ru

Zhilkin Anton Y.

Graduate student of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, zhilkin_ai@itmo.ru

Mikhailova Ekaterina N.

Engineer of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, mikhaylova_en@mail.ru

Tsvetkov Vadim A.

Graduate student of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, wadimsvetkov@mail.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»



Выставка продуктов питания и напитков

InterFood Krasnodar

23–25 апреля 2024 г.

InterFood Krasnodar – эффективная бизнес-площадка для прямого контакта производителей и поставщиков с представителями предприятий оптовой торговли, независимой и сетевой розничной торговли, а также предприятий общественного питания регионов России.

РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ:

- ✓ Мясо и птица.
- ✓ Рыбная продукция.
- ✓ Молочная продукция. Сыры.
- ✓ Бакалея. Зернопродукты. Макароны изделия.
- ✓ Кондитерская продукция. Хлебопекарная продукция.
- ✓ Безалкогольные и слабоалкогольные напитки.
- ✓ Продукты и напитки для предприятий общественного питания.
- ✓ Пиво и снеговая продукция.

Организатор выставки: Компания MVK
г. Краснодар, ул. Конгрессная 1, павильон 2
Тел.: +7 (861) 200 12 34
e-mail: krasnodar@mvk.ru

Место проведения:
ВКК «Экспоград Юг»,
г. Краснодар, ул. Конгрессная, 1
<https://inter-food-su/ru-RU/>