

УДК 621.512

С.Н. Ефремов, доцент, канд. техн. наук,
А.И. Мальчиков, доцент, канд. техн. наук,
А.Г. Андриец, доцент, канд. техн. наук,
А.Р. Аблаев, канд. техн. наук

Севастопольский национальный технический университет
 ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053
 E-mail: andriets1@mail.ru

АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ОБЪЕМНЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССОВ В ПОРШНЕВОМ И СПИРАЛЬНОМ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРАХ

Приведен анализ объемных и энергетических характеристик процессов в спиральном и поршневом компрессорах. Сравниваются их индикаторные анаграммы и основные коэффициенты

Ключевые слова: процесс, спиральный компрессор, поршневой компрессор, индикаторная диаграмма.

В настоящее время процессы работы поршневых холодильных компрессоров достаточно хорошо описаны многочисленными специалистами холодильного направления, однако характеристики процессов нового поколения компрессоров спирального типа еще требуют широкого обсуждения.

Целью данной работы является сравнительный анализ особенностей объемных и энергетических характеристик процессов в поршневом и спиральном компрессорах холодильных установок. На основе результатов испытаний спирального компрессора марки ZR9UKC-TDF-S01 [1, 2] определяются отличительные особенности объемных и энергетических характеристик процессов работы спиральных холодильных компрессоров от поршневых.

Характеристики процесса работы компрессоров объемного типа анализируются по индикаторной P-V-диаграмме. В [3] представлена индикаторная диаграмма хладагента поршневого холодильного компрессора, позволяющая сопоставить теоретическую индикаторную диаграмму и действительную (рисунок 1).

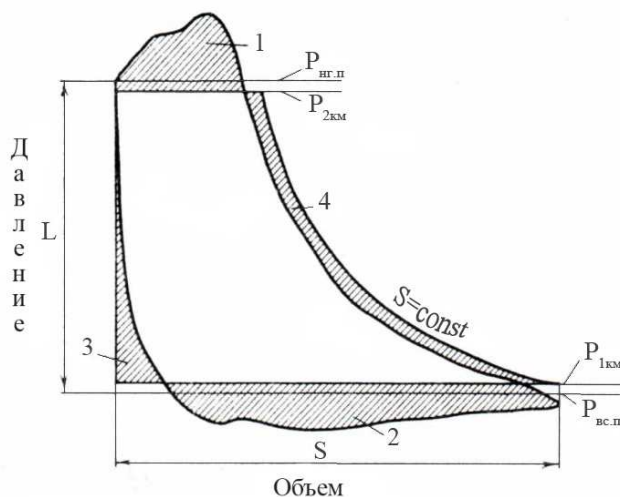


Рисунок 1 – Сопоставление теоретической индикаторной диаграммы и действительной.
 Заштрихованные площадки: 1 – $\Delta f_{нг}$; 2 – $\Delta f_{вс}$; 3 – $\Delta f_{рс}$; 4 – $\Delta f_{сж}$.

Здесь площадки $\Delta f_{нг}$, $\Delta f_{вс}$, $\Delta f_{рс}$, $\Delta f_{сж}$ – увеличение или уменьшение площади диаграммы от депрессий в клапанах и газовых трактах, а также при расширении и сжатии пара хладагента. Площадки, полученные от наложения действительной и теоретической индикаторных диаграмм, характеризующие отличие этих процессов, позволяют оценить влияние отдельных факторов, влияющих на процесс.

Объемные потери из-за наличия мертвого пространства (площадка $\Delta f_{рс}$) оцениваются объемным коэффициентом [3]:

$$\lambda_c = 1 - C \left[\left(\frac{P}{p} \right) \cdot Y_m - 1 \right],$$

где $\omega_{\text{св}}$ – относительное мертвое пространство; m – показатель политропы расширения пара хладагента в мертвом пространстве.

В поршневых компрессорах относительное мертвое пространство колеблется в пределах от 2 до 10 %.

Для оценки энергетической эффективности работы поршневого компрессора при наличии влияния обратного расширения принят коэффициент β_{pc} , равный:

$$\beta_{\text{pc}} = \frac{P_{\text{ит}} \cdot \lambda_{\text{с}}}{P_{\text{ит}} - \Delta P_{\text{pc}}},$$

где $P_{\text{ит}}$ – теоретическое среднеиндикаторное давление; ΔP_{pc} – добавка к среднеиндикаторному давлению от воздействия обратного расширения.

Коэффициент β_{pc} учитывает значение удельных холодопроизводительностей – теоретической и влияния обратного расширения паров хладагента (ХА) в цилиндре:

$$K_{\text{ipc}}/K_{\text{ит}}, \text{ где } K_{\text{ipc}} = Q_{0\text{pc}}/N_{\text{ipc}}, K_{\text{ит}} = Q_{0\text{т}}/N_{\text{ит}} \text{ или } \beta_{\text{pc}} = \frac{Q_{0\text{pc}} \cdot N_{\text{ит}}}{Q_{0\text{т}} \cdot N_{\text{ipc}}}.$$

Влияние зазоров между поршнем и цилиндром оказывает существенное влияние на энергетические характеристики компрессоров. Результаты эксплуатации компрессоров подтверждают, что для улучшения энергетических характеристик их зазор между поршнем и цилиндром δ должен быть минимальным. Однако при уменьшении ниже допустимого предела вследствие образования гидравлического удара поршня о масляную пленку на клапанной доске резко ухудшаются шумовые и вибрационные характеристики.

В конструкции спирального компрессора отсутствует мертвое пространство, следовательно нет и объемных потерь в процессе всасывания пара $\lambda_{\text{с}}=0$. В нем так же отсутствуют всасывающий и нагнетательный клапаны, что исключает энергетические потери в них, присущие поршневым компрессорам. Потери в нагнетательных клапанах определяются из равенства $\beta_{\text{нг}} = \frac{P_{\text{ит}}}{P_{\text{ит}} + \Delta P_{\text{нг}}}$, а во

всасывающих – $\beta_{\text{ве}} = \frac{P_{\text{ит}} \cdot \lambda_{\text{др}}}{P_{\text{ит}} + \Delta P_{\text{ве}}}$, где $\Delta P_{\text{нг}}$ и $\Delta P_{\text{ве}}$ – соответственно добавка к среднеиндикаторному давлению от депрессий в клапанах нагнетательных и всасывающих.

Коэффициент подогрева λ_{ω} обычно определяют в виде функции отношения давлений или температур кипения T_0 и конденсации T_k хладагента $\lambda_{\omega} = T_0/T_k$, но он существенно зависит также от состояния пара (его сухости и перегрева) у входа в компрессор. Коэффициент подогрева может быть представлен в виде:

$$\lambda_{\omega} = \lambda_{\text{x}} \cdot \lambda_{\omega\text{k}} \cdot \lambda_{\omega\text{ц}},$$

где λ_{ω} – коэффициент, учитывающий влияние поступающей в компрессор жидкой фазы хладагента; $\lambda_{\omega\text{k}}$ – коэффициент подогрева во всасывающем канале (от всасывающего патрубка до всасывающей полости компрессора); $\lambda_{\omega\text{ц}}$ – коэффициент подогрева всасываемого пара в цилиндре.

С ростом перегрева пара снижается унос капель ХА из испарителя и при $t_{\text{пер}} = 10^{\circ}\text{C}$ унос капель практически прекращается, что характерно для обоих типов компрессоров. Влияние $\lambda_{\omega\text{k}}$ для спиральных компрессоров незначительное, т.к. всасывание происходит из полости. Подогрев стенок спиралей и корпуса компрессора оказывает влияние на коэффициент подачи λ . По результатам исследований установлено, что температура смеси хладагента и масла и деталей герметичных компрессоров может быть найдена из уравнения

$$T = a \cdot T_k + b \cdot t_{\text{пер}},$$

где T_k – температура конденсации, К; a и b – постоянные величины, которые могут иметь значения: a – от 1,1...1,2, b – от 0,4...0,2 (большие значения при свободном движении).

На коэффициент подачи спиральных компрессоров существенно влияет его составляющая от перетечек пара ХА в процессе сжатия. Перетечки пара в процессе сжатия имеют место и в поршневых компрессорах через зазоры между поршнем и цилиндром, из-за неплотностей всасывающих и нагнетательных клапанов. Эти явления достаточно хорошо изучены в ряде работ авторов Элькина И.А., Шварца И.Н., Тихомирова В.А., Милованова В.И. Так авторы [4] рекомендуют оптимальную величину

зазора между поршнем и цилиндром $\delta_{\text{опт}} = 14$ мкм, улучшающую характеристики, такие как холодопроизводительность, потребляемая мощность, акустические и вибрационные характеристики. Потеря некоторого количества пара ХА через неплотности характеризуется коэффициентом герметичности λ_{Γ} .

Коэффициент герметичности определяется отношением: $\lambda_{\Gamma} = \frac{V'_d}{V'_2}$, где V'_d – действительный объем пара в полости сжатия при отсутствии перетечек, м^3 .

При проектировании герметичных холодильных поршневых компрессоров величина коэффициента герметичности принимается в пределах 0,96...0,98.

Перетечки ХА в спиральных компрессорах рассмотрены в [5] и отмечено, что учет перетечек между полостями вносит заметные коррективы в вычисление величины производительности компрессора. В работе [1] рассмотрены перетечки хладагента R22 в спиральном компрессоре марки ZR94KC – TDF – 501 при работе в режиме кондиционирования воздуха.

Для спирального компрессора построена индикаторная диаграмма для ХА в режиме кондиционирования воздуха, рисунок 2.

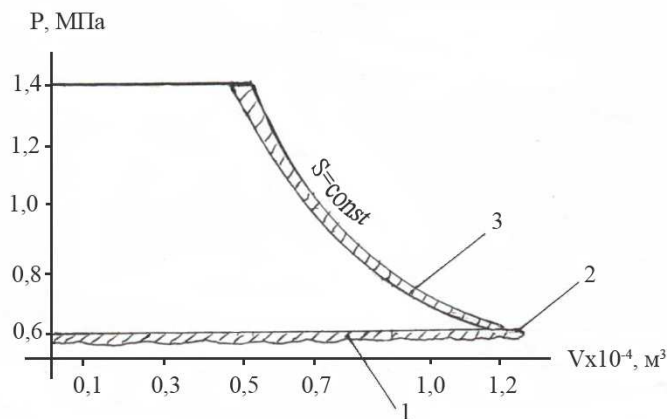


Рисунок 2 – Индикаторная диаграмма рабочего процесса спирального компрессора модели ZR94KC – TDF – 501 в режиме кондиционирования воздуха $t_0 = 5^\circ\text{C}$ / $t_k = 30^\circ\text{C}$

Заштрихованная площадь 1 показывает потери давления, возникающие непосредственно вследствие расширения полости всасывания и связанного с этим разрежение (определяются коэффициентом всасывания $\lambda_{\text{вс}}$).

Петля 2 на P–V диаграмме образована в результате уменьшения объема полости всасывания, достигаемого до ее замыкания. Это является отличительной особенностью спиральных компрессоров и приносит потерю мощности, хотя и незначительную.

Таким образом, коэффициент подачи спирального компрессора может быть выражен как

$$\lambda = \lambda_{\omega} \cdot \lambda_{\text{вс}} \cdot \lambda_{\text{пет}} \cdot \lambda_{\text{пер}}$$

В результате анализа работы спирального компрессора ZR94KC – TDF – 501 был определен коэффициент подачи λ равный 0,83. Следует отметить, что значение λ будет соответствовать режиму эксплуатации компрессора. Для сравнения – коэффициент подачи поршневого компрессора, работающего в режиме кондиционирования воздуха, при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$ составляет $\lambda = 0,79$.

Сравнение энергетических характеристик спиральных и поршневых компрессоров приводит фирма EMERSON [6]. Так на рисунке 3, а представлены зависимости изэнтропного КПД среднетемпературных спиральных и поршневых компрессоров от степени сжатия хладагента R404A. Для низкотемпературных компрессоров эта зависимость показана на рисунке 3, б.

Изэнтропный КПД спирального компрессора снижается с ростом степени сжатия, так как имеет фиксированный рабочий объем, т.е. геометрическую степень сжатия. Преимущество спирального компрессора перед поршневыми существенно в случае повышенных температур кипения и пониженных температурах конденсации ХА. Впрыск пара в спиральном компрессоре может обеспечить повышение на 15 % эффективности по сравнению со стандартным спиральным компрессором.

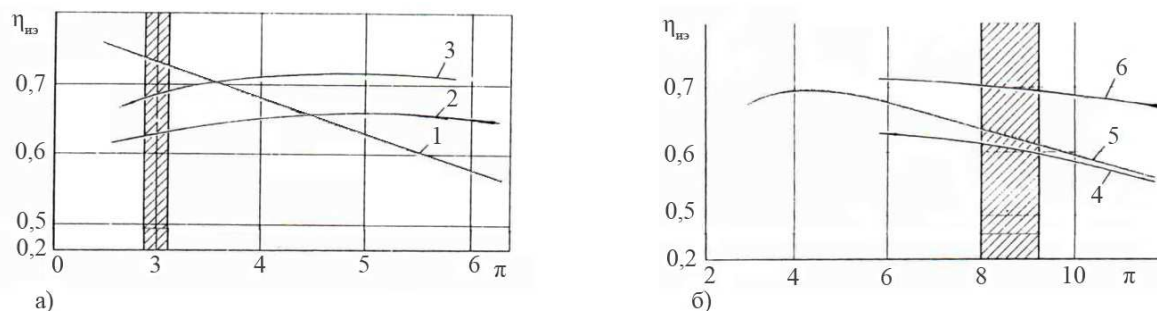


Рисунок 3 – Зависимость изэнтропного КПД спірального і поршневого компресорів від степені сжаття: а) середнетемпературних ($t_0/t_k = -10/+30^\circ\text{C}$): 1 – спіральний компресор, 2 – поршневого компресор, 3 – компресор DISCUS; б) низкотемпературних ($t_0/t_k = -35/+30^\circ\text{C}$): 4 – стандартний поршневого компресор, 5 – спіральний компресор, 6 – спіральний компресор з вприском пара. Заштриховані області – типові умови роботи компресорів

Вывод

Представлений аналіз об'ємних і енергетических характеристик компресорів об'ємного типу – спіральних і поршневих – дозволяє оцінювати ефективність їх експлуатації на різних режимах роботи. На основі результатів роботи спірального компресора моделі ZR94KC–TDF–501 дан аналіз енергетических втрат – побудований процес в індикаторній P–V діаграмі.

Дальніші дослідження будуть проводитися по аналізу енергетических і об'ємних характеристик спіральних, поршневих і винтових компресорів при роботі на змінних режимах.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Ефремов С.Н. Аналіз перетечок хладагента в спіральних холодильних компресорах / С.Н. Ефремов // Вестник СевГТУ. Сер. Механіка, енергетика, екологія: сб. науч. тр. — Севастополь, 2008. — Вып. 87. — С. 107–110.
2. Ефремов С.Н. Термодинаміческие процессы с переменной массой при перетечках в спіральном холодильном компресоре / С.Н. Ефремов, В.И. Кузьмич // 36. науч. пр. СНУЯЕ та П. — Севастополь, 2009. — Вып. 3 (31). — С. 27–31.
3. Цырлин Б.Л. Методика аналіза енергетических характеристик процессов в поршневом компресоре / Б.Л. Цырлин // Холодильная техника. — М., 1967. — № 11. — С. 33–38.
4. Тихомиров П.А. О выборе оптимального зазора между поршнем и цилиндром герметичного компресора / П.А. Тихомиров, В.Б. Яקותеон // Холодильная техника. — М., 1959. — № 2. — С. 8–10.
5. Косачевский В.А. О математической модели рабочего процесса спірального компресора / В.А. Косачевский // Компресорная техника и пневматика. — М., 1997. — № 14. — С. 40–46.
6. Ханди Г. Коммерческое холоднообеспечение. Почему спіральний компресор? / Г. Ханди // Холодильная техника. — М., 2008. — С. 28–31.

Поступила в редакцию 12.02.2013 г.

Єфремов С.М., Мальчиков А.І., Андрієць О.Г., Аблаєв А.Р. Аналіз особливостей об'ємних та енергетических характеристик процесів у поршневому та спіральному компресорах

Наведено аналіз особливостей об'ємних та енергетических характеристик процесів у спіральному та поршневому компресорах з порівнянням їх індикаторних діаграм та головних коефіцієнтів.

Ключові слова: процес, спіральний компресор, поршневий компресор, індикаторна діаграма.

Efremov S.N., Malchikov A.I., Andriets O.G., Ablav A.R. The analyze of volume's and energetic features particularities of processes in the piston and spiral compressors

The analyze of volume's and energetic features of processes in spiral and piston compressors is provided by comparison of it indicator diagrams and principal coefficients.

Keywords: process, spiral compressor, piston compressor, indicator diagram.