

УДК 621.5.041

С.Н. Ефремов, доцент, канд. техн. наук*Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua***АНАЛИЗ ПЕРЕТЕЧЕК ХЛАДАГЕНТА В СПИРАЛЬНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРАХ***Рассмотрен процесс возникновения перетечек при сжатии паров хладагента в спиральном холодильном компрессоре.*

В процессе работы спиральных холодильных компрессоров (СХК) из симметричных рабочих полостей Н1 и Н2 (рисунок 1) имеют место два вида перетечек: радиальные (торцевые) и тангенциальные. Радиальные перетечки возникают через зазоры в сопряжениях крышка–спираль. Эти зазоры предопределены конструктивно, а размеры их зависят от допусков на изготовление деталей и качества сборки СХК. Тангенциальные перетечки возникают в местах контактов М и N сопряжения образующих подвижной и неподвижной спиралей из полостей с более высоким давлением пара в полость низкого давления через линию контакта спиралей. Зазоры сопряжений образующих спиралей, как замыкающие звенья расчетной цепи при сборе ротора (вал, подшипники, эксцентрик, подвижная спираль), определяются научно-обоснованными допусками на изготовление деталей и степенью износа соответствующих поверхностей трения. Степень износа поверхностей трения зависит от движения центра массы ротора, режима работы СХК, а также жидкостного трения сопрягаемых поверхностей.

Цель статьи заключается в том, что, зная величину перетечек паров хладагента из полости сжатия СХК, дает возможность рассчитать коэффициент подачи.

Очевидно, что при движении спирали В по орбите точки М и N будут смещаться. Вычисляя всякий раз их полярные углы φ_M и φ_N , можно получить площадь и объем полости при текущем значении орбитального угла Θ . Особенность спирального компрессора состоит в том, что при совершении орбитального движения спирали В вокруг полюса О сразу же после замыкания рабочих полостей Н1, Н2 и окончания в них цикла всасывания немедленно начинают образовываться новые полости всасывания Н11 и Н12. с каждым оборотом вала происходит процесс образования новых рабочих полостей. Характер изменения объема рабочих полостей показан на рисунке 2.

На рисунке 3 изображена зависимость объема рабочей полости от орбитального угла, включая момент ее образования и циклы всасывания (область 1), процесс сжатия с линейным уменьшением объема (область 2) и завершение цикла сжатия в центральной области (область 3).

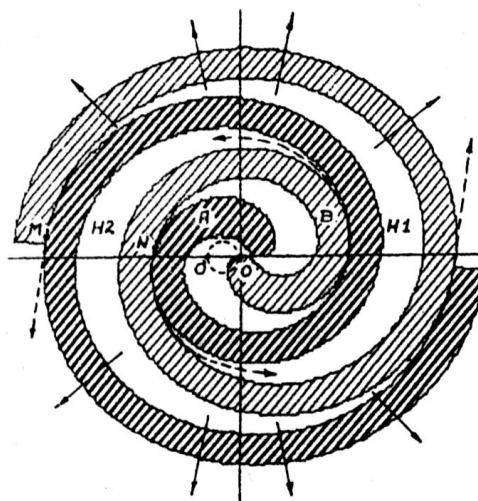


Рисунок 1 – Общий вид системы спиралей: А – неподвижная спираль; В – подвижная спираль; О – полюс неподвижной спирали; О' – полюс подвижной спирали; М, N – точки контактов; Н1, Н2 – рабочие полости; — — — — — тангенциальные перетечки; ————— радиальные перетечки

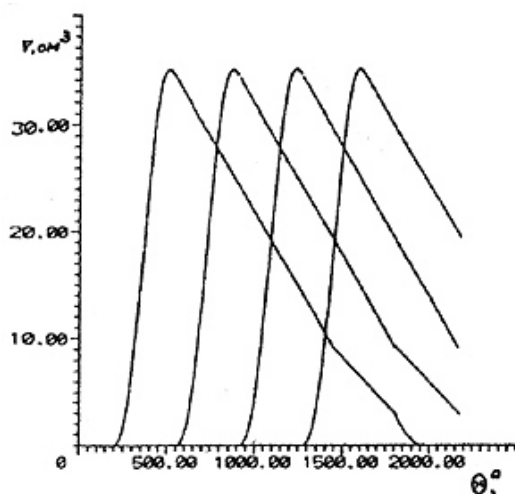


Рисунок 2 – Изменение объема рабочих полостей в условиях процесса образования новых рабочих полостей с каждым оборотом вала

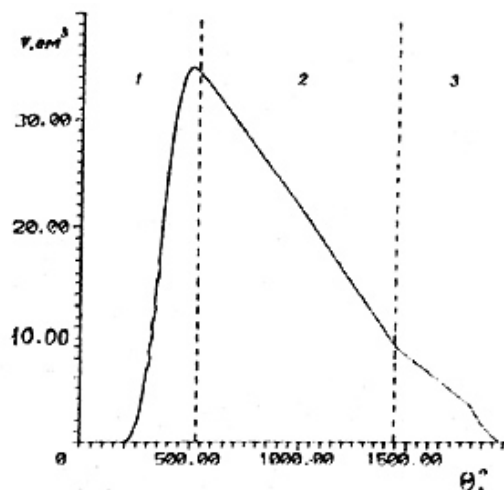


Рисунок 3 – Изменение объема рабочей полости спирального компрессора V в зависимости от орбитального угла Θ : 1– область образования рабочей полости и цикла всасывания; 2–область линейного сжатия; 3–область нелинейного сжатия

Следует отметить, что объем полости всасывания (область 1), возрастая с момента ее образования, достигает некоторого максимального значения, а затем убывает при дальнейшем увеличении орбитального угла, вплоть до момента замыкания полости, отмеченного левой пунктирной линией.

Спиральные компрессоры имеют особые свойства, заключающиеся, прежде всего, в том, что процессы всасывания, сжатия и нагнетания в них проходят одновременно и непрерывно. Через каждый оборот вала образуются новые рабочие полости с периодом 2π , что видно из рисунка 2.

Изменение массы рабочего тела в области сжатия можно проанализировать на рисунке 4. Именно в той области, где наблюдаются перетечки. Представлены два процесса: без учета перетечек между полостями (прямая линия В) и с учетом перетечек (линия А).

Видно, что с окончанием процесса всасывания, сразу происходит нарастание массы рабочего тела из полостей с более высоким давлением. Отсюда можно заключить, что учет перетечек между полостями вносит заметные коррективы в начисление величины производительности компрессора.

Как показали исследования [1] герметичного ротационного холодильного компрессора ФГРС 0,45, близкого по принципу действия СХК, динамический зазор ротор–цилиндр ΔP составляет менее 0,005 мм. Такой зазор может иметь место в сопряжениях подвижной и неподвижной спиралей. Минимизируемый зазор в сопряженных контактах М и N должен снизить перетечки, но и исключить заклинивания или врезание спиралей. Величина перетечек определяется рабочей средой, циркулирующей в холодильной установке, а также режимом работы СХК.

При расчете перетечек паров хладагента между полостями СХК можно воспользоваться формулой [2]

$$m = \delta \cdot l \sqrt{\frac{\rho \cdot P_1 [(P_2 / P_1)^2 - 1]}{2 \ln(P_2 / P_1) + \sum \zeta + \lambda_c \frac{b}{2\delta}}}, \quad (2)$$

где m – масса расхода пара хладагента, кг/с; P_2 и P_1 – давление пара на входе и выходе зазора соответственно; b – длина пути пара в щели, м; δ – высота щели (величина зазора), м; l – ширина щели,

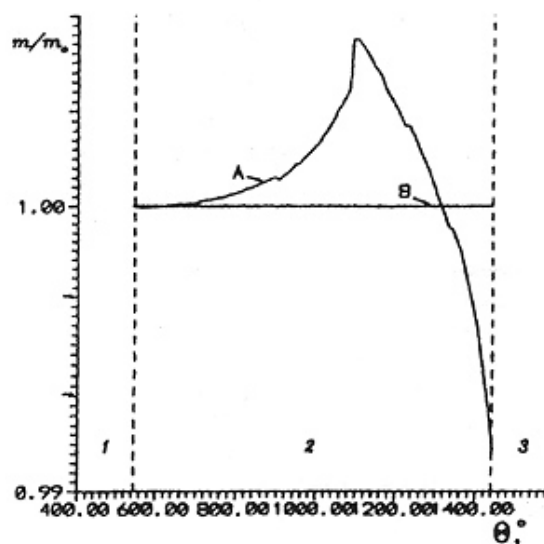


Рисунок 4 – Изменение приведенной массы рабочего тела m/m_0 в зависимости от орбитального угла Θ в процессе сжатия: А – с учетом перетечек; В – без учета перетечек; 1–область всасывания; 2–область сжатия; 3–область нагнетания

m ; $\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на входе и выходе из щели; λ_c – коэффициент трения пара о стенки щели; ρ – плотность пара на входе в щель, кг/м^3 .

Здесь $\Sigma\zeta$ – функция критерия Рейнольдса Re и вычисляется из приближенного соотношения:

$$\Sigma\zeta = 5,5 \cdot 10^{-5} \cdot Re + 1,525 \text{ при } Re \geq 5000; \Sigma\zeta = 1,19 \cdot 10^{-7} \cdot Re - 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot Re + 5 \text{ при } Re \leq 500.$$

Коэффициент λ_c тоже зависит от Re и может быть получен из приближенного выражения: $\lambda_c = 96 \cdot Re^{-1}$ при $Re < 1600$; $\lambda_c = 0,9 \cdot Re^{-0,368}$ при $Re \geq 1600$.

Опыт экспериментального и расчетного исследований процессов массообмена показывает, что для сверх узких щелей характерен ламинарный режим течения газа в широком диапазоне действующих перепадов давлений, определяющим сопротивлением при этом является гидравлическое. Число Re может быть найдено по формуле

$$Re = \frac{2\bar{m}}{\mu'' \cdot l},$$

где $\bar{m}$ – массовая перетечка пара хладагента без учета местных и гидравлических сопротивлений и изменения кинематической энергии в процессе движения в зазоре:

$$\bar{m} = \frac{l \cdot \delta_c^3}{24b \cdot \mu_2} P_1 \cdot \rho_1 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^2 - 1 \right]. \quad (3)$$

Здесь P_k и P_0 – давления конденсации и кипения хладагента соответственно, кПа ; δ_c – величина зазора без учета масляной пленки, м ; μ'' – коэффициент динамической вязкости пара R22 при $P \approx 10^5 \text{ Па}$ и $t = 15^\circ \text{C}$, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

Фактический зазор δ_m в сопряжениях спирального компрессора, работающего со смесью пары R22+смазочное масло будет меньше и может быть определен по эмпирической зависимости [4]

$$\delta_m = \frac{\delta_c}{\sqrt{\Pi}},$$

где $\Pi = \frac{P_2}{P_1}(\theta)$ – функция от орбитального угла.

Для простоты будем считать, что пар идеальный, а процесс адиабатный. В этом случае будет иметь место следующее соотношение

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa, \quad T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1},$$

где κ – показатель адиабаты R22; V_1 и V_2 – объемы пара на выходе и входе рабочих полостей, определяются м^3 , [5].

По формуле 2 и исходным параметрам, а также характеристикам, приведенными в [3, 4], проделаны расчеты перетечек между полостями СХК модели ZR94KC–TFD–501. Расчет проводился с учетом изменения орбитального угла Θ , результат представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Средние значения перетечек СХК модели ZR94KC–TFD–501

Радиальные перетечки, кг/с		Тангенциальные перетечки, кг/с	
Отток	Приток	Отток	Приток
$0,53 \cdot 10^{-5}$	$0,602 \cdot 10^{-6}$	$0,892 \cdot 10^{-7}$	$0,505 \cdot 10^{-6}$

Расчеты показывают, что радиальные перетечки превосходят тангенциальные, однако, для более точного определения коэффициента подачи СХК их необходимо учитывать.

Результаты, приведенные в таблице 1, относятся к работе холодильной установки на хладоне 22(R22) в режиме кондиционирования воздуха. При работе холодильной установки на этом же хладагенте в режиме стандартных температур охлаждения провизионных кладовых ($t_0 = -15^\circ \text{C}$, $t_n = +15^\circ \text{C}$, $t_k = +30^\circ \text{C}$, $t_u = +25^\circ \text{C}$) величина перетечек отличается от значений режима кондиционирования незначительно, в большую сторону.

Представленный анализ позволяет вносить заметные коррективы в вычисление величины производительности спиральных холодильных компрессоров и более точного определения значения коэффициента подачи.

Задачи дальнейших исследований заключаются в том, чтобы более полно определять параметры работы СХК с различными хладагентами.

Библиографический список

1. Милованов В.И. Повышение долговечности малых холодильных компрессоров / В.И. Милованов. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 200 с.
2. Косачевский В.А. О математической модели рабочего процесса спирального компрессора / В.А. Косачевский // Компрессорная техника и пневматика. — 1997. — Вып. 14 – 15. — С. 40 – 46.
3. Ефремов С.Н. Профильный расчет образующих спиралей холодильного компрессора / С.Н. Ефремов, И.А. Шестакович // Вестн. СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. — Севастополь, 2005. — Вып. 67. — С. 148 – 153.
4. Кузнецов Л.Г. Повышение герметичности поршневых компрессоров и детандеров / Л.Г. Кузнецов, Ю.И. Молодова, А.И. Прилуцкий // Холодильная техника. — 1999. — № 9. — С. 24 – 25.
5. Ефремов С.Н. Термодинамический расчет спирального холодильного компрессора кондиционирования воздуха / С.Н. Ефремов, И.А. Шестакович // Вестн. СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. — Севастополь, 2006. — Вып. 75. — С. 154 – 158.

Поступила в редакцию 13.11.2007 г.