

УДК 621.5.041

## О производительности спирального компрессора

Канд. техн. наук В. А. КОСАЧЕВСКИЙ

vakos32@yandex.ru

Военно-космическая академия им. А. Ф. Можайского  
197198, Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13

*Излагается история появления на мировом рынке спиральных компрессоров (СПК), проводится краткий анализ рынка, обсуждаются преимущества СПК перед компрессорами других типов, описывается принцип действия спирального компрессора, рассматриваются вопросы производительности компрессора в зависимости от особенностей его геометрии, построения системы его спиральных рабочих органов, указываются основные области применения СПК. Приводится оценка производительности компрессора согласно упрощенной модели рабочего процесса, в основе которой лежат обычные соотношения для идеального газа. Анализируются результаты расчетов по более сложной модели, учитывающей газоперетечки между внутренними полостями спирального компрессора; проводится их сопоставление с результатами, полученными при использовании упрощенной модели. Исходя из результатов анализа, оценивается влияние различных параметров образующей спирали на производительность СПК. Дается оценка влияния внутренних газовых перетечек на производительность СПК, подчеркивается их преобладающая роль в формировании теоретической расчетной величины производительности. Проводится сравнение расчетных характеристик компрессора, полученных при использовании развитой модели рабочего процесса и полученных экспериментальным путем характеристик образцов компрессоров, изготовленных в России и за рубежом. Приводятся примеры новейших разработок СПК с изменяемой внутренней геометрией.*

**Ключевые слова:** спиральные компрессоры, рынок спиральных компрессоров, геометрия рабочих элементов СПК, модель рабочего процесса СПК, газоперетечки, производительность компрессора.

### Информация о статье

Поступила в редакцию 30.05.2016, принята к печати 24.10.2016

doi: 10.21047/1606-4313-2016-15-4-40-46

### Ссылка для цитирования

Косачевский В. А. О производительности спирального компрессора // Вестник Международной академии холода. 2016. № 4. С. 40–46.

## Scroll compressors capacity

Ph. D. V. A. KOSACHEVSKY

vakos32@yandex.ru

Military space academy of A. F. Mozhaysky  
197198, Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13

*The article describes the market appearance of scroll compressors, the market analysis is made, advantages of scroll compressors over other types of compressors are discussed, operating principle of scroll compressors is described, compressor capacity depending of its geometry and the system of spiral elements is analyzed, the fields of compressor application is shown. The capacity of the compressor is analyzed in terms of simplified operational model based on conventional ratios for an ideal gas. Calculation results according to a more complex model taking into account gas leakage inside scroll compressor are analyzed. The obtained results for both models are compared. The influence of spiral parameters on the compressor capacity is evaluated based on the analysis data. The influence of gas leakages inside the compressor on its capacity is analyzed. Their prevalent role in calculating design capacity is highlighted. The design characteristics of the compressor with the use of the developed operating process model are compared with the experimentally observed characteristics of compressors made in Russia and abroad. The newest examples of scroll compressor design with variable geometry are given.*

**Keywords:** scroll compressors, the market of scroll compressors, geometry of scroll compressor elements, scroll compressor operating model, gas leakages, compressor efficiency.

В 80-е годы XX века на мировом рынке появился новый тип компрессора — так называемый спиральный компрессор (СПК), относящийся к машинам объемного сжатия обычно малой и средней производительности и обладающий, по сравнению с другими типами ком-

прессоров этого класса, целым рядом весьма значительных преимуществ [1, 2].

Так, например, СПК содержит существенно меньшее количество деталей (по сравнению с поршневым компрессором той же производительности примерно в два

с половиной раза), что обуславливает его высокую надежность; он имеет сравнительно низкий уровень вибраций и шума; у него высокий эффективный КПД; в нем необязательно наличие всасывающего и нагнетательного клапанов; у СПК отсутствует мертвый объем; его производительность можно достаточно эффективно регулировать простым изменением числа оборотов приводного вала; наконец, при одинаковой производительности СПК обычно имеет значительно меньшие габариты (приблизительно на 40%) и массу (на 15–20%), чем другие известные типы компрессоров. Основные инженерно-технические принципы и идеи, дающие возможность сконструировать спиральный компрессор, высказывались еще в конце XIX века в различных странах, в частности в Италии [2], однако, по более или менее установившемуся в литературе признанию, считается, что один из самых первых патентов на изобретенный им «роторный двигатель» получил в октябре 1905 г. Léon Creux в Соединенных Штатах Америки [15]. На протяжении всех последующих лет инженеры и изобретатели неоднократно возвращались к теме спирального компрессора. Тем не менее, прошло еще достаточно много лет, прежде чем начались практические работы по созданию промышленных образцов СПК во Франции, ФРГ, США и Японии. Одним из первых коммерческих образцов спиральных компрессоров стал СПК, примененный в воздушном кондиционере, выпущенном в 1983 году японской фирмой Hitachi Ltd [16]. Такой большой разрыв во времени между рождением идеи спирального компрессора и ее осуществлением в металле объясняется тем, что лишь к началу 80-х годов прошлого столетия появились станки, позволяющие обрабатывать детали с точностью, необходимой для создания рабочих элементов СПК в промышленных масштабах.

Здесь будет уместно отметить, что серийный выпуск спиральных компрессоров требует очень солидной научно-технической базы и высокого уровня технологической подготовки производства. Не следует обманываться простотой конструкции СПК, технологические труд-

ности на пути организации их промышленного производства весьма велики. Совершенно справедливо поэтому в работе [1] говорится о том, что на имевшемся на тот момент (1988 г.) оборудовании можно наладить штучное изготовление спиралей, но их стоимость вряд ли будет приемлемой. Следует учесть, что сборка и отладка СПК также представляют собой достаточно серьезную самостоятельную техническую и технологическую проблему.

Последнее обстоятельство автоматически ограничивает круг потенциальных производителей такой сложной высокотехнологичной продукции, которой является спиральный компрессор. Согласно имеющимся данным, число выпускаемых фирмами США, ФРГ и Японии промышленных образцов СПК исчисляется миллионами единиц в год, причем согласно [9] практически вся продукция находит сбыт. Такой бесспорный лидер в области компрессоростроения, как Copeland Corp. (США), с 1987 года [20] в городе Sydney (штат Ohio) запустил шесть дополнительных линий по производству СПК. В городе Lebanon (штат Missouri) этой фирмой был построен еще один завод. В Бельгии, в городе Welkenrâdt, на заводе, принадлежащем все той же корпорации Copeland Corp., начал выпуск СПК нового поколения. По современным сведениям [21] только Copeland Corp. с 1987 г. выпустила уже свыше 40 млн спиральных компрессоров. Французская компания Maneurop [19] купила у американской Trane лицензию и организовала производство СПК объемом до 50000 ед. в год.

Из всего сказанного выше можно уверенно сделать вывод, что производство спиральных компрессоров чрезвычайно выгодно, так как потребность мирового рынка в СПК в настоящий момент весьма велика и, что важно, имеет тенденцию к дальнейшему росту. Более того, наличие или отсутствие такого производства можно до определенной степени рассматривать как своего рода показатель уровня развития научно-технического потенциала страны. Тот факт, что спиральные компрессоры являются исключительно высокотехнологичной науко-

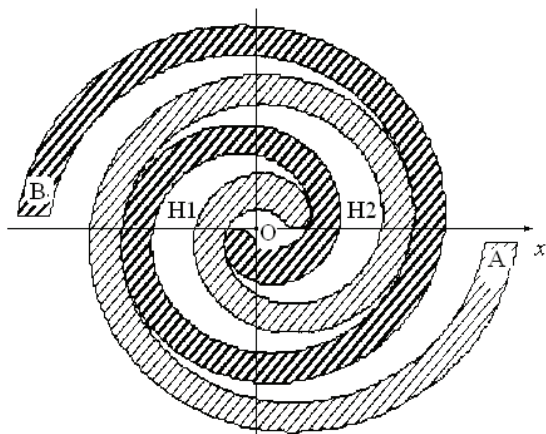


Рис. 1. Вид контуров спиралей сверху: А — неподвижная спираль; В — подвижная; О — полюс; H1 и H2 — образовавшиеся замкнутые полости

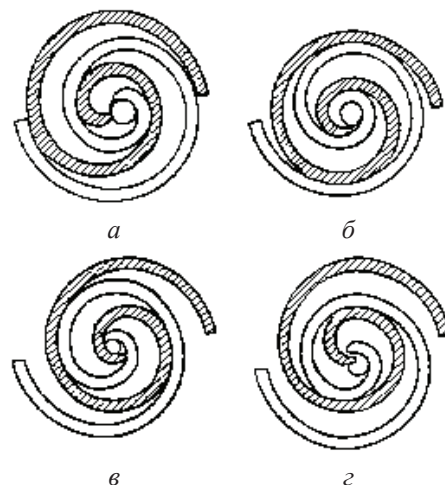


Рис. 2. Фазы движения спирали В при различных значениях орбитального угла  $\theta$ : а —  $\theta = 0$ ; б —  $\theta = \pi/2$ ; в —  $\theta = \pi$ ; г —  $\theta = 3\pi/2$

емкой продукцией, ставит перед необходимостью уделять особое внимание аналитическим и вычислительным методам подхода к разработке конфигураций рабочих элементов и моделированию рабочего процесса СПК.

Основными рабочими элементами спирального компрессора (рис. 1) являются неподвижная А и подвижная В спирали, взаимодействие которых и позволяет получить эффект компримирования.

Спирали развернуты и разнесены относительно друг друга на некоторое расстояние  $\varepsilon$ . Соприкасаясь в нескольких точках одновременно, они образуют несколько пар серповидных замкнутых полостей. Подвижная спираль В совершает орбитальное движение вокруг полюса О, центра системы координат. Радиус этой орбиты равен эксцентриситету спиралей  $\varepsilon$ , т.е., расстоянию, на которое центры спиралей удалены один от другого. При этом замкнутые рабочие полости постепенно смещаются к центру и, уменьшаясь в объеме, сжимают находящийся внутри газ. Всасывание происходит на периферии системы спиралей, а нагнетание — в центральной части. Спиральный компрессор обладает замечательным свойством: с каждым оборотом вала в нем образуется новая пара рабочих полостей и начинается новый цикл всасывания, а ранее образовавшиеся полости продвигаются к центру системы спиралей. По мере этого продвижения в них протекают процессы сжатия и нагнетания (рис. 2). Как только пара полостей продвинется к центру достаточно близко, они сливаются в одну, из которой сжатый газ выталкивается в окно нагнетания. В спиральном компрессоре одновременно существуют несколько пар рабочих полостей (их количество зависит от угла закрутки спиралей  $\Omega$ ), причем в разных полостях одновременно происходят циклы всасывания, сжатия и нагнетания.

Заметим, что от величины угла закрутки спиралей  $\Omega$  зависит количество одновременно существующих рабочих полостей, а значит, в определенном смысле и степень сжатия, а также производительность компрессора.

Преимущества СПК обусловили их широкое использование в системах кондиционирования на транспорте [17, 18], в холодильной промышленности и в сфере торговли (охлаждаемые прилавки, холодильники, морозильники и т. д.).

Проблемы построения контуров образующих рабочих элементов СПК рассматривались ранее многими авторами [4–6]. Были получены основные соотношения и выражения, полностью определяющие контуры спиралей. В дальнейшем была разработана модель рабочего процесса [7, 8].

Исходя лишь из геометрических соображений, изменение объема рабочей полости СПК в зависимости от орбитального угла  $\theta$  будет выглядеть следующим образом, как показано на рис. 3:

Объем полости в момент окончания цикла всасывания растет линейно [7] с увеличением угла закрутки спиралей  $\Omega$  (рис. 4).

Если считать газ в рабочей полости компрессора идеальным, а процесс сжатия адиабатическим, то будут иметь место следующие соотношения

$$p = p_0 \left( \frac{V_0}{V} \right)^{k_a}, \quad T = T_0 \left( \frac{V_0}{V} \right)^{k_a - 1}, \quad (1)$$

где  $V$  — объем рабочей полости при текущем значении орбитального угла;  $p$  — давление газа в рабочей полости;  $T$  — температура газа;  $V_0$  — объем полости при оконча-

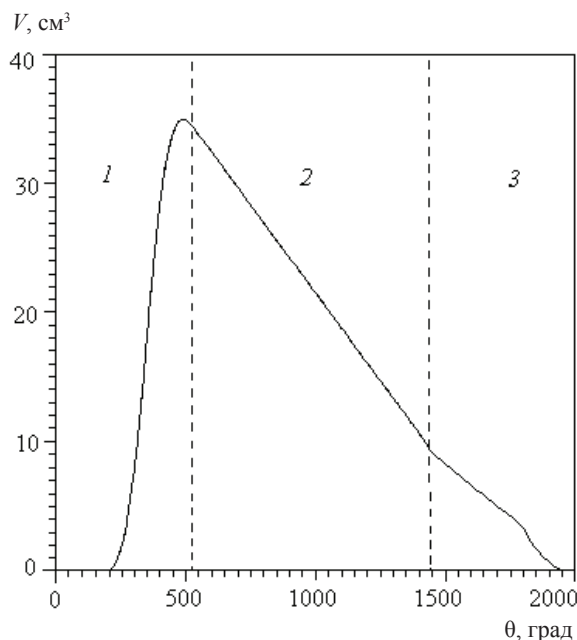


Рис. 3. Изменение объема рабочей полости  $V$  в зависимости от орбитального угла  $\theta$ :

1 — область цикла всасывания; 2 — область линейного сжатия; 3 — область нелинейного сжатия

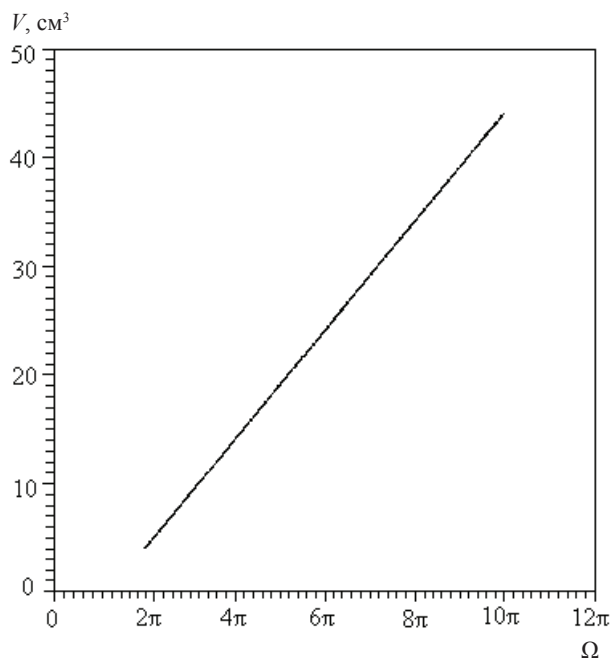


Рис. 4. Зависимость объема полости всасывания от угла закрутки спиралей  $\Omega$

нии цикла всасывания;  $p_0$  — давление;  $T_0$  — температура на всасывании;  $k_a$  — показатель адиабаты.

Массу газа в рабочей полости компрессора получим, умножив плотность газа при давлении всасывания на объемом рабочей полости, взятый на момент окончания цикла всасывания

$$m = \rho_0 V_0. \tag{2}$$

Объем полости СПК в процессе сжатия, как показывают расчеты, выполненные для набора различных значений эксцентриситета спиралей  $\epsilon$  и начального радиуса  $r_0$ , меняется практически линейно (рис. 5, 6).

Очевидно, что при таких условиях внутри полости по мере сжатия будут расти давление и температура, но масса газа в ней будет оставаться неизменной в течение всего цикла сжатия.

На практике, однако, следует учитывать прочностные характеристики спиралей, а также ограничить рост температуры рабочего тела из соображений взрывобезопасности компрессора. Это можно осуществить различными способами; например, можно перенести выпускное отверстие ближе к периферии; при этом снизится степень сжатия, а, следовательно, давление и температура рабочего тела. К преимуществам такого метода, следует отнести увеличенный радиус начальной окружности  $r_0$ , что дает больший радиус кривизны спиралей и тем самым обеспечивает лучшее уплотнение между соприкасающимися в процессе работы СПК поверхностями.

Если же учитывать перетечки между отдельными полостями, то картина изменится. В частности, можно оценить роль газовых перетечек, возникающих в процессе сжатия между разными полостями СПК (рис. 7).

Пунктирными стрелками на рис. 7 показаны тангенциальные перетечки между полостями с разным давлени-

ем, сплошными стрелками — радиальные между торцами подвижной спирали и крышкой СПК, на которой закреплена неподвижная спираль.

Для расчетов использовалась формула С. Е. Захаренко [14]:

$$\bar{m} = \delta l \sqrt{\frac{\rho^* p_1 [(p_2 / p_1)^2 - 1]}{2 \ln(p_2 / p_1) + \sum \zeta + \lambda_c \frac{b}{2\delta}}}, \tag{3}$$

где  $\bar{m}$  — массовый расход газа;  $p_2$  и  $p_1$  — давление газа на входе и выходе щели соответственно, причем  $p_2 > p_1$ ;  $b$  — длина пути газа в щели,  $\delta$  — высота щели (величина зазора);  $l$  — ширина щели;  $\sum \zeta$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений на входе и выходе из щели;  $\lambda_c$  — коэффициент трения газа о стенки щели,  $\rho^* = p_1 / RT_2$  — плотность газа на входе в щель, здесь  $T_2$  — температура газа на входе в щель, а  $R$  — универсальная газовая постоянная.

Функция числа Рейнольдса  $Re$  ( $\sum \zeta$ ), может быть вычислена из следующего приближенного соотношения [14]:

$$\left. \begin{aligned} \zeta &= 5,5 \cdot 10^{-5} Re + 1,525 & (Re \geq 5000); \\ \zeta &= 1,19 \cdot 10^{-7} Re^2 - 1,25 \cdot 10^{-3} Re + 5 & (Re < 5000). \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

Коэффициент  $\lambda_c$  также зависит от  $Re$  и может быть получен из приближенного выражения:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_c &= 96 Re^{-1} & (Re \leq 1600); \\ \lambda_c &= 0,9 Re^{-0,368} & (Re < 1600). \end{aligned} \right\} \tag{5}$$

Само же число Рейнольдса связано следующим соотношением:

$$Re = \frac{2\bar{m}}{\mu l}, \tag{6}$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость газа.

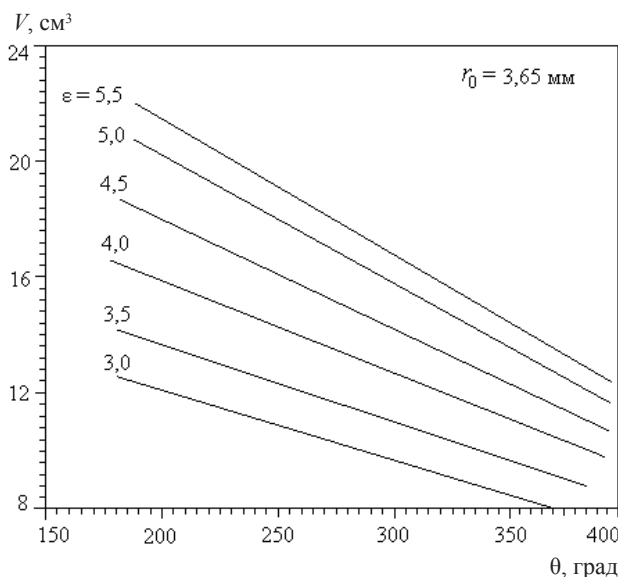


Рис. 5. Зависимость объема полости  $V$  от орбитального угла  $\theta$  при различных значениях эксцентриситета спиралей  $\epsilon$  (мм)

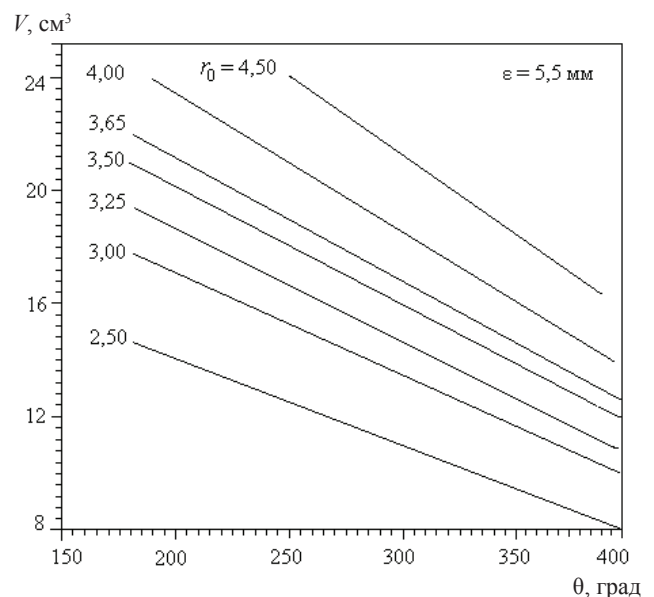


Рис. 6. Зависимость объема полости  $V$  от орбитального угла  $\theta$  при различных значениях  $r_0$  (мм)



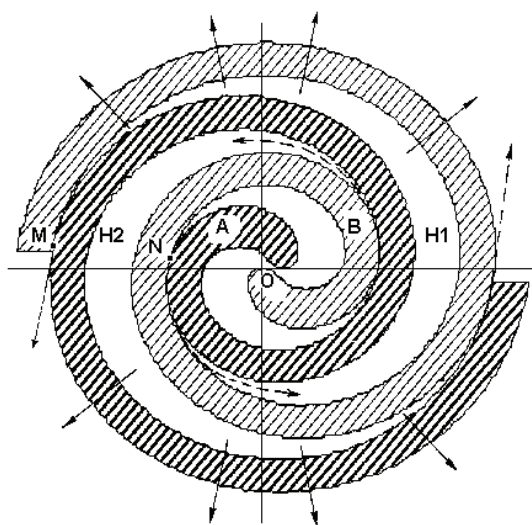


Рис. 7. Газовые перетечки в системе спиралей:

A — неподвижная спираль; B — подвижная спираль;  
O — полюс неподвижной спирали; M, N — точки контактов,  
ограничивающие рабочие полости H1 и H2

Расчеты, выполненные нами ранее в работе [7], показывают, однако, что даже при одинаковой величине зазора  $\delta$  радиальные перетечки чаще всего превосходят тангенциальные примерно на порядок, так что тангенциальными перетечками по сравнению с торцевыми в большинстве случаев, как правило, можно пренебречь.

Оценим влияние перетечек внутри СПК на процесс сжатия и нагнетания. С окончанием процесса всасывания происходит натекание массы рабочего тела из полостей с более высоким давлением. Учет перетечек между полостями вносит заметные коррективы в расчет производительности компрессора (рис. 8).

По результатам испытаний макетного образца [9] спирального компрессора СХ4-2-1, проведенными в НИИТК (г. Казань) можно констатировать, что основные его характеристики совпадают с теоретическими достаточно уверенно, несмотря на различия базовых спиралей.

В самом деле, при объеме рабочей полости в полтора раза больше, чем у теоретической модели [7], производительность на воздухе СХ4-2-1 составила  $0,158 \text{ м}^3/\text{мин}$  против  $0,103 \text{ м}^3/\text{мин}$  для модели при атмосферном давлении на всасывании. Расчетный адиабатный КПД составляет  $\approx 0,73$ , для модификации СХ4-2-3 это значение определено  $\approx 0,67$  для воздуха. Для воздуха же коэффициент производительности для СХ4-2-3 при  $\Pi = 6,36$  составил  $\eta \approx 0,95$ , для модели расчетный коэффициент производительности  $\eta \approx 0,97$ .

В работе [11] по формуле (3) и исходным параметрам, а также характеристикам, приведенными в [12,13], используя модель рабочего процесса [7], произведены расчеты перетечек между полостями СПК модели Copeland ZR94KC-TFD-501. Расчет проводился с учетом изменения орбитального угла  $\theta$ , результаты представлены в таблице.

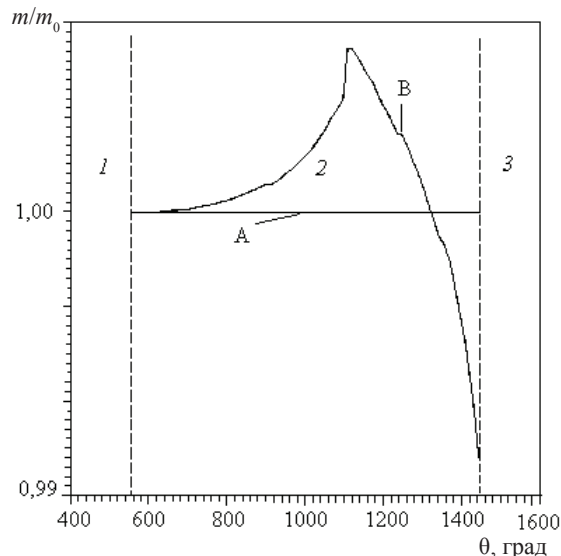


Рис. 8. Изменение приведенной массы рабочего тела  $m / m_0$  в зависимости от орбитального угла  $\theta$  в процессе сжатия: A — вычисленная без учета наличия перетечек;

B — вычисленная с учетом газовых перетечек между полостями; 1 — область всасывания; 2 — область сжатия; 3 — область нагнетания

### Средние значения перетечек в СПК модели Copeland ZR94KC-TFD-501

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

Из расчетов видно, что радиальный отток в среднем превосходит тангенциальный на два порядка (!), однако, по мнению автора [11] для более точного определения коэффициента подачи тангенциальную компоненту необходимо учитывать. Приведенные результаты относятся к работе холодильной установки на хладоне R22 в режиме кондиционирования воздуха. При работе холодильной установки на этом же хладагенте в режиме стандартных температур охлаждения провизионных кладовых ( $t_0 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_n = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_u = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) величина перетечек отличается от значений режима кондиционирования незначительно.

В конечном итоге вопрос об учете перетечек внутри СПК является, по нашему мнению, наиглавнейшим при расчете производительности компрессора. Производительность — величина, зависящая от многих факторов. При проектировании СПК важны его размеры, от них производительность зависит непосредственно (см. рис. 4–6). Вопросы геометрии спиралей [4–7], по-видимому, не оказывают определяющего влияния, хотя для окончательного вывода нужны дополнительные исследования.

Долгое время спиральные компрессоры выпускались без возможности аппаратной регулировки производительности. При необходимости уменьшить подачу использовалось частотное регулирование приводного электродвигателя, либо перепуск части газа из линии нагнетания в линию всасывания. С этой точки зрения интерес представляют производимые фирмой Emerson в настоя-

шее время регулируемые спиральные компрессоры [21]. В этих компрессорах может изменяться расстояние между полюсами спиралей, при необходимости это расстояние можно выбрать таким, что между спиральными элементами не будут образовываться замкнутые полости, а значит подача компрессора будет равна нулю. Чередуя два различных рабочих состояния (холостой и рабочий ход) с помощью специального соленоида, можно добиться требуемой производительности. Насколько такие экзотические методы регулирования производительности СПК окажутся оправданными с экономической точки зрения, покажет время.

### Литература

1. Кочетова Г. С., Сакун И. А. Состояние и направление развития спиральных компрессоров. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988.
2. Бурданов Н. Г., Каньшев Г. А. Спиральные компрессоры для холодильных машин. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1991.
3. Елагин М. Ю., Сакун И. А. Математическое моделирование нестационарных процессов в спиральном холодильном компрессоре // Повышение эффективности процессов холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики. Межвуз. сб. научных трудов. — СПб.: СПбТИХП, 1992. с. 29.
4. Косачевский В. А., Сысоев В. Л. К вопросу о методе расчета формы рабочего элемента спирального компрессора // Повышение эффективности процессов холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики. Межвуз. сб. научных трудов. — СПб.: СПбТИХП, 1992. с. 39.
5. Карпукхин Г. В., Сакун И. А. Построение конфигураций рабочих элементов спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1994. № 4–5. с. 45
6. Косачевский В. А. О геометрии рабочих элементов спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1994. № 4–5. с. 49.
7. Косачевский В. А. О математической модели рабочего процесса спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1997. № 1–2 (14–15). с. 40.
8. Косачевский В. А., Фотин Б. С., Селезнев К. П. О математической модели спирального компрессора // Тезисы докл. XI международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Казань, 1998. с. 84.
9. Верный А. Л., Ибрагимов Е. Р., Ибрагимов Н. Б., Налимов В. Н., Хисамеев И. Г. Результаты испытаний макетного образца спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика, 1996, № 1–2 (10–11). с. 70.
10. Верный А. Л., Ибрагимов Е. Р., Ибрагимов Н. Б., Налимов В. Н., Хисамеев И. Г. Автоматизированная холодильная установка со спиральным компрессором // Докл. на семинаре «Научно-технические и производственные проблемы холодильного компрессоростроения», 9–10 окт. 1997 г., — СПб., 1997.
11. Ефремов С. Н. Анализ перетечек хладагента в спиральных холодильных компрессорах // Вестник СевГТУ. Серия: Механика, энергетика, экология. 2008. № 87. с. 107–110.
12. Ефремов С. Н., Шестакович И. А. Профильный расчет образующих спиралей холодильного компрессора // Вестник СевГТУ. Серия: Механика, энергетика, экология. 2005. № 67. С. 148–153.

13. Кузнецов Л. Г., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И. Повышение герметичности поршневых компрессоров и детандеров // Холодильная техника. 1999. № 9. С. 24–25.
14. Фотин Б. С. Рабочие процессы объемных компрессоров. Учебное пособие. — Л.: ЛПИ, 1986.
15. Creux Léon, Rotary engine, Патент США No 801182, 1905.
16. Uchikawa N., Terada H., Arata T. Scroll compressors for air conditioners // Hitachi Rev., 1987, 36, No 3, p. 155.
17. Hiraga M., Sakaki M., Shimizu S., Mabe A., Tsukagosi Y., Terauchi K. Scroll compressors for vehicle air conditioning // Refrigeration, 1987, v. 62, No 720, p.1106.
18. High efficiency and lightweight railway vehicle air conditioners using inverterdriven scroll compressors // Hitachi Rev., 1988, v. 37, No 6, p. 427.
19. Remy Cecile. Comment Maneurope industrialise sou nouveau compresseur // Ind. et Techn., 1992, No 732, p. 56.
20. Nuova generazione di Scroll // Cond. aria riscaldamento refrig., 1995, 39, No 4, p. 335.
21. Гидравлические и пневматические системы. [Электронный ресурс] <http://www.hydro-pnevmo.ru>, 2016.

### References

1. Kochetova G. S., Sakun I. A. State and direction of development of spiral compressors. Moscow, 1988. (in Russian)
2. Bupdanov N. G., Kanyshv G. A. Spiral compressors for refrigerators. Moscow, 1991. (in Russian)
3. Elagin M. Yu., Sakun I. A. Mathematical modeling of non-stationary processes in the spiral refrigerating compressor. *Increase in process performance of cooling machineries and installations of low-potential power*. Collection of scientific works. St. Petersburg, 1992. p. 29. (in Russian)
4. Kosachevskii V. A., Sysoev V. L. To a question of a method of calculation of a form of a working element of the spiral compressor. *Increase of process performance of cooling machineries and installations of low-potential power*. Collection of scientific works. St. Petersburg, 1992. p. 39. (in Russian) (in Russian)
5. Karpukhin G. V., Sakun I. A. Creation of configurations of working elements of the spiral compressor. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 1994. No 4–5. p. 45. (in Russian)
6. Kosachevskii V. A. About geometry of working elements of the spiral compressor. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 1994. No 4–5. p. 49. (in Russian)
7. Kosachevskii V. A. About mathematical model of working process of the spiral compressor. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 1997. No 1–2 (14–15). p. 40. (in Russian)
8. Kosachevskii V. A., Fotin B. S., Seleznev K. P. About mathematical model of the spiral compressor. Theses of reports of the XI international scientific and technical conference on the compressor equipment. Kazan', 1998. p. 84. (in Russian)
9. Vernyi A. L., Ibragimov E. R., Ibragimov N. B., Nalimov V. N., Khisameev I. G. Results of testing of a model sample of the spiral compressor. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 1996, No 1–2 (10–11). p. 70. (in Russian)
10. Vernyi A. L., Ibragimov E. R., Ibragimov N. B., Nalimov V. N., Khisameev I. G. The automated refrigeration unit with the spiral compressor. The report at a seminar «Scientific and technical and production problems of a refrigerating kompressorostroyeniye», 9–10 okt. 1997, St. Petersburg, 1997. (in Russian)

11. Efremov S. N. The analysis перетечек coolant in spiral refrigerating compressors. *Vestnik SevGTU. Seriya: Mekhanika, energetika, ekologiya*. 2008. No 87. p. 107–110. (in Russian)
12. Efremov S. N., Shestakovich I. A. Profile calculation of the forming spirals of the refrigerating compressor. *Vestnik SevGTU. Seriya: Mekhanika, energetika, ekologiya*. 2005. No 67. p. 148–153. (in Russian)
13. Kuznetsov L. G., Molodova Yu. I., Prilutskii A. I. Increase in hermeticity of piston compressors and detander. *Kholodil'naya tekhnika*. 1999. No 9. p. 24–25. (in Russian)
14. Fotin B. S. Working processes of volume compressors. Education guidance. Leningrad, 1986. (in Russian)
15. Creux Léon, Rotary engine, Patent of the USA No 801182, 1905.
16. Uchikawa N., Terada H., Arata T. Scroll compressors for air conditioners. *Hitachi Rev.*, 1987, 36, No 3, p. 155.
17. Hiraga M., Sakaki M., Shimizu S., Mabe A., Tsukagosi Y., Terauchi K. Scroll compressors for vehicle air conditioning. *Refrigeration*, 1987, v. 62, No 720, p.1106.
18. High efficiency and lightweight railway vehicle air conditioners using inverterdriven scroll compressors. *Hitachi Rev.*, 1988, v. 37, No 6, p. 427.
19. Remy Cecile. Comment Maneurope industrialise sou nouveau compresseur. *Ind. et Techn.*, 1992, No 732, p. 56.
20. Nuova generazione di Scroll. *Cond. aria riscaldamento refrig.*, 1995, 39, No 4, p. 335.
21. Hydraulic and pneumatic systems. [Electronic resource] <http://www.hydro-pnevmo.ru>, 2016.

## Центру дополнительного профессионального образования Университета ИТМО – 50 лет

История Центра дополнительного профессионального образования Университета ИТМО (ЦДПО) берет свое начало в 1966 г. с момента открытия в Ленинградском технологическом институте холодильной промышленности курсов по повышению квалификации инженерно-технических работников предприятий пищевой промышленности.

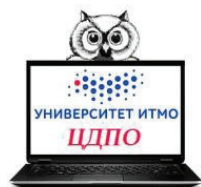
За минувшие 50 лет в Центре прошли обучение по программам дополнительного профессионального образования более 40 тысяч руководителей и специалистов предприятий, организаций различных отраслей промышленности и форм собственности, граждан России и стран СНГ.

Образовательный процесс обеспечивают свыше 60 высококвалифицированных профессионалов по более 50 учебным программам, подготовленными ведущими учеными университета ИТМО с участием руководителей и специалистов инновационных профильных предприятий Санкт-Петербурга. В ЦДПО постоянно разрабатываются новые программы, учитывающие требования реального сектора экономики и рынка труда.

Приоритетными направлениями обучения являются:

- холодильная, криогенная техника и кондиционирование;
- пищевая биотехнология и инженерия;
- информационные технологии в образовании и науке;
- экономика и управление.

В настоящее время Центр является признанным лидером в сфере дополнительного профессионального образования.



**Центр дополнительного профессионального образования**

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Тел./факс: (812) 314-75-69

E-mail: [cdpo@irbt-itmo.ru](mailto:cdpo@irbt-itmo.ru)

Официальный сайт: [cdpo.ifmo.ru](http://cdpo.ifmo.ru)

*Сотрудники Университета ИТМО, Президиум Международной академии холода,  
редакция журнала «Вестник МАХ» поздравляют коллектив ЦДПО Университета ИТМО  
с юбилеем и желают дальнейших успехов в образовательной деятельности!*