



УЧЕТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РАБОЧИЕ ОРГАНЫ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. Н. Михайлова, А. Ю. Жилкин

Университет ИТМО,
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

Высокий спрос на машины спиральных типов обуславливает актуальность исследования и совершенствования характеристик спиральных компрессоров. Целью данного исследования является уточнение вероятности и степени влияния гидродинамических сил на рабочие органы спирального компрессора при движении подвижной спирали, а вместе с этим уточнение методики расчёта тангенциального зазора. В результате, с учётом подобия процессов в подшипниках скольжения, были исследованы силовые факторы с учётом гидродинамической силы и возможность применения теории гидродинамической теории смазки для её расчёта.

Ключевые слова: маслозаполненный спиральный компрессор, силовые факторы, радиальные газосилы, гидродинамические силы, методика расчёта, назначение зазоров.

Введение

Спиральный компрессор (СПК) с самого момента появления нашёл применение во многих областях деятельности человека. Однако основной нишей для СПК стала холодильная техника и системы климатизации, где широкое распространение получил маслозаполненный тип машин [1].

В герметичной конструкции спирального компрессора система смазки устроена таким образом, что масло из картера компрессора поступает ко всем парам трения. При этом часть масла смешивается с парами хладагента, образуя паромасляную смесь рабочего тела, которая поступает во всасывающую полость компрессора и далее в полость сжатия. Здесь масло служит для уплотнения зазоров, уменьшая работу сжатия, также с помощью масла происходит теплоотвод от нагретых частей компрессора, способствуя равномерному распределению температурного поля. Особенно сильно на характеристики СПК влияет взаимная растворимость масла и хладагента [2, 3].

Бесспорно, обладая рядом преимуществ, в СПК также присутствуют потери, присущие машинам объёмного принципа действия, характер и величина которых зависят, в том числе, от конструкции компрессора [4]. Исследования, проведённые в многочисленных работах, в частности [5–8], показывают, что основная доля объёмных и энергетических потерь в СПК происходит за счёт протечек рабочей среды в зазорах между спиральными из области высокого давления в область с более низким. Причём данные проведённого исследования в работе [5] (табл. 1) указывают на доминирование радиальных протечек, которые происходят между пером одной спирали и платформой другой спирали.

Как следует из табл. 1, соотношение радиальных протечек к тангенциальным примерно 75 % к 25 %.

Патентный анализ, например [9–11], и опыт производства СПК показывают многообразие вариантов уплотнения торцевых (радиальных) за-

зоров. А в работе [4] среди выводов указывается возможность сведения торцевого зазора в 0 мкм, со ссылкой на экспериментальные исследования с серийным образцом. Конечно, данный факт требует проверки хотя бы ввиду наличия тепловых деформаций спирали. Причём авторы полагают, что при аналогичной возможности уплотнить тангенциальные зазоры эффективный изэнтропный КПД увеличился бы на 10 %. Однако решение этой задачи как минимум будет зависеть от допусков на механическую обработку, прочности материала, ограничения на механическую обработку, градиента теплового расширения материала спиралей и иных факторов. Результаты работы [7] показали значимость величины потерь на входе в тангенциальный зазор между концевым участком и пером спирали.

В приведённых работах [5–8], как и в большинстве других, величина зазора при расчёте протечек задаётся его геометрическими размерами, учитывается эффективное сечение щели, иногда тепловая деформация спиралей, остальными факторами часто пренебрегают. Несмотря на то, что авторы указывают на хорошую корреляцию результатов с экспериментальными данными, в работе [12], где расчёт проводился в отношении радиальной щели, авторы указывают на возможные режимы работы компрессора, когда, например, фактор подвижности стенки щели может в достаточной мере скорректировать результат расчёта расхода рабочего вещества через щель.

В то же время в работах [6–7] доказывалось, что методика расчёта расхода рабочего вещества должна соотноситься с характером течения среды, причём говорится, что ламинарность или турбулентность будут зависеть от величины зазора и скорости вращения вала компрессора.

Принимая во внимание такие аспекты, как геометрия и динамика движения рабочих органов СПК и состав компримируемой среды, данная статья ставит целью уточнить вероятность и степень влияния гидродинамических сил на рабочие органы спи-

Таблица 1. Сравнительные данные протечек при разных значениях орбитального угла θ . Спираль Архимеда: $\varepsilon = 4,000$ мм, $r_0 = 3,185$ мм, $h = 20,000$ мм; зазор = 0,05 мм [5]Table 1. Comparative data on leaks at different values of the orbital angle θ . Archimedes' spiral: $\varepsilon = 4,000$ мм, $r_0 = 3,185$ мм, $h = 20,000$ мм; gap = 0,05 мм [5]

Орбитальный угол, град.	Радиальные протечки, кг/с		Тангенциальные протечки, кг/с	
	отток	приток	отток	приток
182,28	0	$67,926 \cdot 10^{-6}$	0	$23,737 \cdot 10^{-7}$
192,28	$11,128 \cdot 10^{-7}$	$65,039 \cdot 10^{-6}$	$25,703 \cdot 10^{-9}$	$22,887 \cdot 10^{-7}$
202,28	$22,240 \cdot 10^{-7}$	$65,344 \cdot 10^{-6}$	$51,880 \cdot 10^{-9}$	$23,797 \cdot 10^{-7}$
212,28	$33,478 \cdot 10^{-7}$	$67,445 \cdot 10^{-6}$	$78,691 \cdot 10^{-9}$	$24,697 \cdot 10^{-7}$
222,28	$45,783 \cdot 10^{-7}$	$69,399 \cdot 10^{-6}$	$10,612 \cdot 10^{-9}$	$25,001 \cdot 10^{-7}$

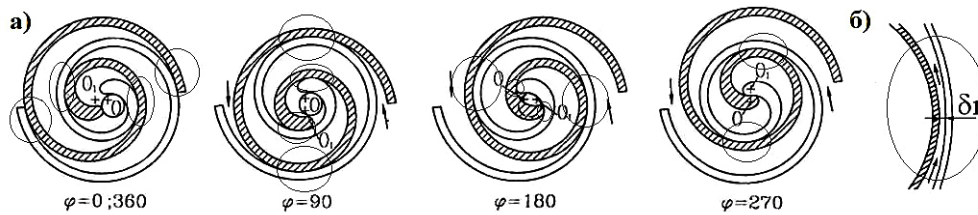


Рис. 1. Сопряжение спиралей в процессе сжатия СПК

— ПСП; — НСП а) процесс сжатия с шагом по углу поворота вала $\varphi = 90^\circ$, условные точки касания спиралей; б) тангенциальный зазор между ребрами спиралей

Fig. 1. Conjugation of scrolls during the compression process of the scroll compressor

— orbiting scroll; — fixed scroll

а) compression process with a step by the shaft rotation angle $\varphi = 90^\circ$, conditional points of contact of the scrolls; б) tangential gap between the scroll ribs

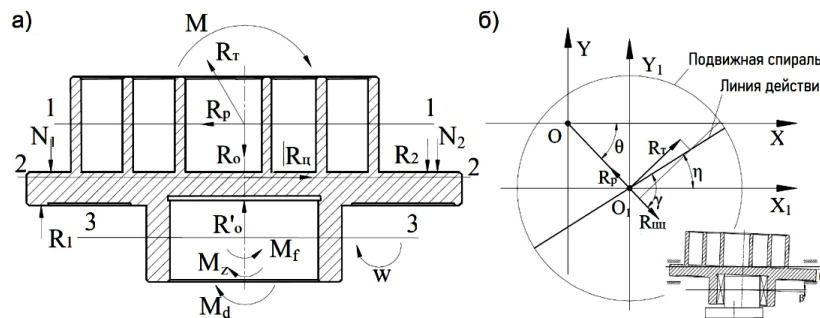


Рис. 2. Схема сил и моментов сил, действующих на подвижную спираль:

а) действие сил и их моментов на ПСП; б) линия действия суммарного опрокидывающего момента (силовая деформация) [11]

Fig. 2. Scheme of forces and moments of forces acting on the orbiting scroll:

а) action of forces and their moments on the orbiting scroll;

б) line of action of the total overturning moment (force deformation) [11]

рального компрессора при движении подвижной спирали, а вместе с этим уточнить методику расчёта тангенциального зазора.

Метод

Традиционно на практике применения СПК его конструкция имеет одну спираль, закреплённую неподвижно (НСП), а другая — совершает плоское орбитальное движение (ПСП). При этом одна спираль вставлена в другую, образуя серповидные полости, разделённые условной точкой касания спиралей, в которых протекает процесс компримирования, как показано на рис. 1.

Из рис. 2а видно, что на всём протяжении цикла сжатия имеются несколько полостей, давление в которых увеличивается от периферии к центру. А между ПСП и НСП присутствует технологиче-

ский тангенциальный зазор (рис. 2б), конструктивно образованный внешней стороной ребра одной спирали и внутренней стороной ребра другой спирали. Следует стремиться к минимизации зазоров для снижения протечек в рабочей части СПК. Следовательно, необходима информация о возможных деформациях спиральных элементов на рабочих режимах. Опуская конструктивные и технологические отклонения, которые неизбежны при изготовлении компрессоров, а также температурную деформацию, требующую отдельного исследования, рассмотрим силовые деформации спиральных элементов.

Силовые факторы

На рабочие органы спирального компрессора — спирали — действует сложная система сил, что обу-

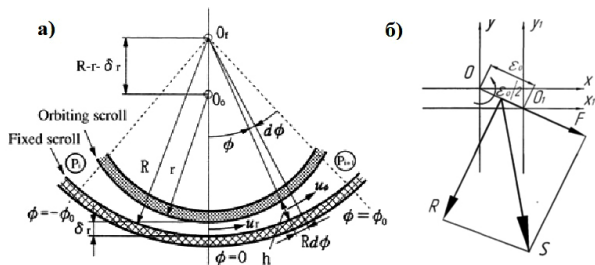


Рис. 3. К определению сил, действующих на спирали компрессора
Fig. 3. Scheme for determining the forces acting on the compressor scroll

словлено особенностями конструкции компрессора и геометрической формой спиралей [13–15].

Так как в случае с НСП она крепится жёстко и неподвижно к корпусу компрессора, то динамика сил определяется в отношении ПСП. По своей природе их можно подразделить на две основные группы: газовые силы и центробежные силы (рис. 2а). Создаваемые силами моменты будут иметь опрокидывающий эффект, показанный на рис. 2б, что постоянно может приводить к изменению геометрических размеров щелей, называемых силовыми деформациями [15, 16].

Газовые силы, возникающие в результате разности давлений между рабочими ячейками, а также картером компрессора, разделяются на радиальные ΣR_p и осевые ΣR_o , как показано на рис. 2. Первые направлены перпендикулярно оси вала компрессора, переменны по величине и направлению, вторые параллельны оси ведущего вала.

Центробежные силы ΣR_{ci} , вызванные кинематикой ПСП, направлены параллельно линии, соединяющей центр неподвижной спирали с центром эксцентрика, постоянны по величине и переменны по направлению.

Таким образом, согласно [15, 16], можно заключить, что воздействие осевых сил на торцевую поверхность ребра спирали могут оказывать влияние и на формирование радиального зазора, а суммарная составляющая будет равна:

$$\Sigma R_o = S_{яч}(P_i - P_{вс}) + L_{ij}\delta\left(\frac{P_i + P_{i-1}}{2} - P_{вс}\right) + L_{ij'}\delta(P_i + P_{вс}), \quad (1)$$

где $S_{яч}$ — площадь промежуточной ячейки; P — давление в i -й промежуточной ячейке; L_{ij} — длина j -го участка ребра при различном давлении по обе стороны ребра; $L_{ij'}$ — длина j' -го участка ребра при одинаковом давлении по обе стороны ребра.

Также очевидно, что на формирование тангенциального зазора будут влиять газовые радиальные силы, их равнодействующая согласно [13]:

$$\Sigma R_p = \sqrt{R_{p1}^2 + R_{p2}^2 + R_{p1}R_{p2}\cos(\gamma_1 - \gamma_2)}, \quad (2)$$

где γ_1 — угол наклона радиальной газовой силы в первой рабочей ячейке; γ_2 — угол наклона радиальной газовой силы во второй рабочей ячейке.

Угол наклона равнодействующей радиальной силы определяется из выражения:

$$\operatorname{tg} \gamma_p = \frac{R_{p1} \sin \gamma_1 + R_{p2} \sin \gamma_2}{R_{p1} \cos \gamma_1 + R_{p2} \cos \gamma_2}. \quad (3)$$

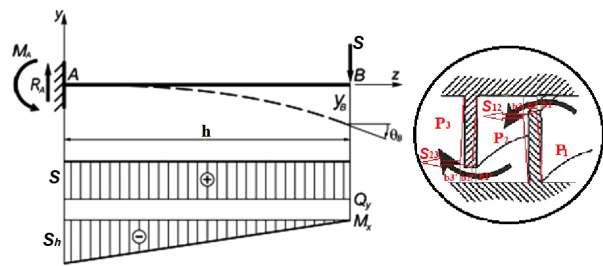


Рис. 4. К определению конфигурации радиального зазора при силовой деформации спирали
Fig. 4. Determination of the radial clearance configuration during force deformation of the scroll

Центробежная сила каждого из элементов определяется:

$$R_{ci} = m_i \cdot \varepsilon_0 \cdot \omega^2, \quad (4)$$

где ε_0 — эксцентриситет спирали, m_i — масса i -го элемента $m_i = \rho_i \cdot V_i$, где ρ_i — плотность материала i -го элемента, кг/м³; V_i — объём i -го элемента, м³.

Суммарное действие газовых и центробежных сил

При исследовании влияния силовых факторов на формирование тангенциального зазора в работе [17] обращено внимание на особенность направления газовых и центробежных сил в спиральном компрессоре, показанных на рис. 3.

Таким образом, результирующая составляющая S от газовой силы и центробежной силы всегда стремится приблизить подвижную спираль к неподвижной. Эта особенность спирального компрессора может использоваться для обеспечения беззазорной обкатки спиралей.

Выделив условно малый участок спирали, можно рассмотреть его как консольно-защемлённую балку, на которую действует результирующая составляющая S , как показано на рис. 4. Описание подобного подхода к расчёту протечек в однороторном винтовом компрессоре можно найти в работе [18].

Из рис. 4 видно, что под действием силы S спираль будет изгибаться, при этом плоский радиальный зазор с высотой h_1 превращается в расширяющийся зазор с высотой $h_2 - h_3$. А сам процесс истечения рабочего тела через него может носить дросселирующий характер.

Следует отметить, что анализ литературы не дал результата в поиске каких-либо методик расчёта протечекв СПК, учитывающих данный эффект.

Подобие процессов в зазорах: СПК и подшипника скольжения

Однако, учитывая конфигурацию тангенциальной щели, представленную на рис. 3а, используя теорию подобия, можно провести аналогию между течением среды в зазоре СПК и зазоре подшипника скольжения (рис. 5). Где в сужающемся зазоре, в соответствии с постулатами гидродинамической теории смазки, при работе подшипника развивается гидродинамическое давление [19].

Как видно из рис. 5, в подшипниках скольжения клиновидная форма зазора свойственна самой

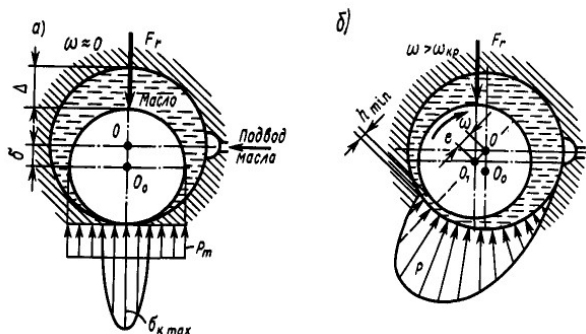


Рис. 5. К определению гидродинамической силы [19]
Fig. 5. To determine the hydrodynamic force [19]

конструкции подшипника. Она образуется за счет смещения центров цапфы вала и вкладыша. Аналогично и в СПК имеется эксцентриситет между сопряженными элементами и формой образуемой ими щели.

При неподвижном валу масло в подшипнике выдавлено из зоны контакта, как на рис. 5а. При вращении вала цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения по траектории, указанной на рис. 5б. С увеличением угловой скорости увеличивается толщина разделяющего масляного слоя, а центр цапфы сближается с центром вкладыша.

Относительное подобие наблюдается и в тангенциальной щели СПК, где наличие масла гарантировано составом рабочей смеси, которая постоянно течёт в щели под действием разности давлений на её краях. С увеличением орбитального движения перепад давления в щели может возрастать.

В подшипнике скольжения полного совпадения центров не может быть, так как при этом нарушается клиновидная форма зазора, как одно из условий режима жидкостного трения. Проецируя данный постулат на протекание процессов в тангенциальной щели СПК, можно гарантировать постоянную форму последнего, а значит, и наличие режима жидкостного трения.

Проведя аналогию, рассмотрим заново систему сил, действующих на рабочие органы спирального компрессора, представленную на рис. 6.

Как видно из рис. 6, конфигурация зазоров между ребрами спиралей в условных точках касания позволяет предположить возникновение гидродинамической силы в маслозаполненных вариантах СПК вследствие образования клинового зазора между двумя образующими рёбер спиралей.

Расчёт гидродинамической силы в тангенциальном зазоре СПК

Представим режим жидкостного трения для случая в зазорах СПК. Согласно базовым дифференциальным уравнениям гидродинамики вязкой жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу, основанных на законе Ньютона:

$$\tau = \frac{\mu dv}{dy}, \quad (5)$$

где τ — напряжение сдвига от внутреннего трения при сдвиге слоев жидкости; μ — коэффициент динамической вязкости; v — скорость течения.

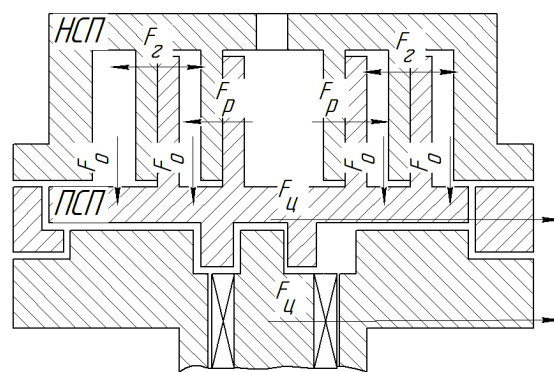


Рис. 6. Силы, действующие на рабочие органы СПК:
 F_p — результирующая радиальная газовая сила;
 F_o — осевая газовая сила; F_n — центробежная сила ПСП;
 F_r — гидродинамическая сила;
НСП — неподвижная спираль;
ПСП — подвижная спираль
Fig. 6. Forces acting on the working parts of a scroll compressor: F_p — resultant radial gas force;
 F_o — axial gas force; F_n — centrifugal force of the orbiting scroll; F_r — hydrodynamic force;
НСП — fixed scroll; ПСП — orbiting scroll

Уточним наличие обязательных условий для образования гидродинамической силы в тангенциальном зазоре СПК:

— зазор между скользящими поверхностями должен иметь клиновидную форму, что обеспечивается конструкцией и сопряжением рабочих органов компрессора;

— зазор постоянно должен быть заполнен маслом соответствующей вязкости; выполнение данного условия гарантируется выбором рабочего тела и условиями течения газодинамических процессов, когда щель, по сути, запирает масло и его течение наблюдается в зазоре;

— скорость относительного движения поверхностей, образующих зазор, должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создалась подъемная сила. Данное условие зависит от скорости планетарного движения ПСП и будет связано расчётной частотой вращения вала компрессора или изменяемой частотой в компрессоре инверторного типа.

Тогда, опираясь на расчеты гидродинамической силы в подшипниках [19], в качестве начальной зависимости можем принять следующее уравнение:

$$F_p = \frac{\mu \omega}{\psi^2} l d C_F, \quad (6)$$

где ω — угловая скорость; ψ — относительный зазор в подшипнике; d — диаметр подшипника; l — длина подшипника; C_F — безразмерный коэффициент нагруженности.

Поскольку, в отличие от подшипников, движение ПСП носит орбитальный характер, то уравнение должно быть преобразовано в соответствующий вид. Переведем угловую скорость вала компрессора в линейную и учтем возможность подвижности обеих спиралей (при конструкции компрессора с подвижной и неподвижной спиралью следует одну из угловых скоростей принять за ноль):

$$v = (\omega_1 + \omega_2) \cdot e, \quad (7)$$

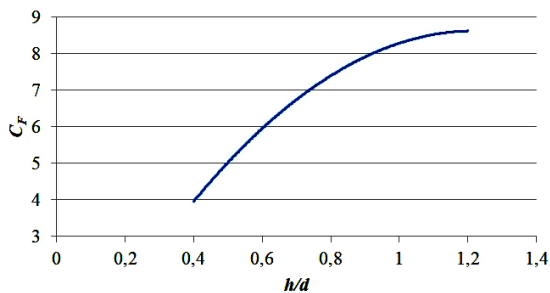


Рис. 7. К определению безразмерного коэффициента C_F для расчета гидродинамической силы
Fig. 7. To determine the dimensionless coefficient C_F for calculating the hydrodynamic force

где $\omega_{1,2}$ — угловые скорости вращения ведущих валов спиралей; e — абсолютный эксцентриситет.

Относительный зазор в подшипнике представляет собой отношение разности охватывающего и охватываемого диаметров и диаметра вкладыша. Учитывая это и принимая эвольвентную геометрию спиралей, аппроксимируем их части дугами окружностей. Это преобразование позволит нам при расчете для определенного положения спиралей и конфигурации клинового зазора вместо диаметров использовать радиусы спиралей в условных точках касания.

Длина подшипника применимо к спиральям заменится высотой ребра спирали h .

Безразмерный коэффициент нагруженности зависит от относительного эксцентриситета χ и относительной длины подшипника l/d [19]. χ — есть отношение абсолютного эксцентриситета разности охватывающего и охватываемого диаметров. В случае спирального компрессора положение спиралей в любой момент времени обуславливает постоянное значение относительного эксцентриситета, приближающегося к единице. Используя графическую зависимость, предложенную в работе [19], представим на рис. 7 график для определения C_F от относительной высоты спирали h/d .

Как видно из рис. 7, с превышением значения 1,2 относительной высоты, коэффициент C_F остается постоянным.

Таким образом, с учётом выше приведённых преобразований в качестве базового выражения для гидродинамической силы, возникающей в тангенциальном зазоре СПК при фиксированном положении ПСП, запишем уравнение:

$$F_p = \frac{2\mu\omega hr_2^3}{e(r_1 - r_2)^2} C_F. \quad (8)$$

Для расчета гидродинамической силы при любом произвольном угле поворота ведущего вала примем исходным наиболее удалённое положение конечных участков спиралей, указанное на рис. 8 (без учета профилирования).

Тогда радиус в условной точке касания для внешней образующей охватываемого радиуса определится, как:

$$r_2 = \left(\frac{\pi}{2} + \pi(n-1) \right) \cdot r_6 = \pi \cdot (r_6 + \delta) \cdot \left(n - \frac{1}{2} \right), \quad (9)$$

где n — номер условной точки касания спиралей от центра, симметричные точки касания имеют один номер (рис. 8).

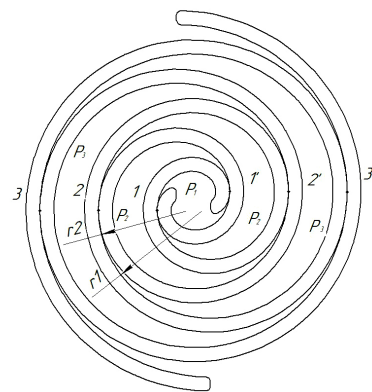


Рис. 8. К вопросу выполнения уточненной методики расчета СПК
Fig. 8. On the issue of developing a refined calculation method for a scroll compressor

Для образующей охватывающего радиуса:

$$r_1 = \pi \cdot nr_6. \quad (10)$$

Тогда знаменатель дроби:

$$\begin{aligned} & \left(\pi \cdot n \cdot r_6 - \pi \cdot (r_6 + \delta) \cdot \left(n - \frac{1}{2} \right) \right)^2 = \\ & = \left(\pi \left(n \cdot r_6 - n \cdot r_6 + \frac{r_6}{2} - \delta n + \frac{\delta}{2} \right) \right)^2 = \\ & = \left(\pi \left(\frac{r_6}{2} - \delta \left(n + \frac{1}{2} \right) \right) \right)^2. \end{aligned} \quad (11)$$

И гидродинамическая составляющая примет вид:

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{2\mu\omega h\pi^3 \cdot (r_6 + \delta)^3 \cdot \left(n - \frac{1}{2} \right)^3}{e \left(\pi \left(\frac{r_6}{2} - \delta \left(n + \frac{1}{2} \right) \right) \right)^2} C_F = \\ &= \frac{2\mu\omega h\pi \cdot (r_6 + \delta)^3 \cdot \left(n - \frac{1}{2} \right)^3}{e \left(\frac{r_6}{2} - \delta \left(n + \frac{1}{2} \right) \right)^2} C_F. \end{aligned} \quad (12)$$

Из схемы на рис. 6 видно, что гидродинамические силы будут оказывать влияние на суммарное значение радиальных сил, поскольку они, аналогично последним, нормально направлены к валу компрессора.

Для вычисления радиальной газовой силы рассмотрим серповидную ячейку, показанную на рис. 9. В отсеченной полости на спираль действует давление P . На каждый элементарный участок площадью dS перпендикулярно этому участку действует сила dF . Зная тип кривых, используемых для построения образующих ребер спиралей, ограничивающих исходную полость, можно составить уравнение спирали в параметрических координатах.

Используя зависимости для элементарного участка, получаем зависимости, которые интегрируем по рассматриваемой полости. Пределы интегрирования являются условными точками касания спиралей, отстоящими друг от друга на величину 2π [15].

Тогда абсолютную величину силы можно определить как [19]:

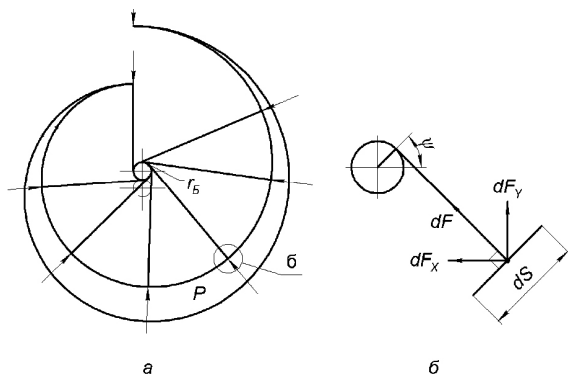


Рис. 9. К вычислению радиальной газовой силы [15]
Fig. 9. To calculate the radial gas force [15]

$$F_r = 2\pi r_b h P_n \quad (13)$$

где P_n — давление в полости; r_b — радиус базовой окружности; h — высота ребра спирали.

Таким образом, методика расчёта равнодействующей радиальной силы может быть уточнена за счёт действия гидродинамических сил для любой полости сжатия СПК. В пределах одной ячейки всегда будет иметься минимум одна условная точка касания, разделяющая её со смежной и образующая клиновидный зазор.

Гидродинамическая подъёмная сила от наличия масла в зазоре будет расклинивать спирали, и если её действие для расчётной ячейки направлено на уменьшение влияния радиальной газовой и центробежной сил, то для смежной ячейки направление и действия будут противоположны.

Если допустить малость центробежной силы, радиальные газовые силы и гидродинамические силы, являясь векторными величинами, будут направлены под углом по отношению друг к другу. Поэтому результирующую обеих составляющих можно вычислить как векторную сумму:

$$F = \vec{F}_p + \vec{F}_r \quad (14)$$

или

$$F = \sqrt{\left(2\pi r_b h P_n\right)^2 + \left[\frac{2\mu \omega h \pi \cdot (r_b + \delta)^3 \cdot \left(n - \frac{1}{2}\right)^3}{e\left(\frac{r_b}{2} - \delta\left(n + \frac{1}{2}\right)\right)^2} C_F\right]^2} - 4 \cdot \frac{2\mu \omega h^2 \pi^2 C_F r_b P_n \cdot (r_b + \delta)^3 \cdot \left(n - \frac{1}{2}\right)^3}{e\left(\frac{r_b}{2} - \delta\left(n + \frac{1}{2}\right)\right)^2} \cdot \cos \gamma,$$

где γ — угол между равнодействующей радиальных газовых сил и гидродинамической силой.

Результаты и обсуждение

Согласно выполненному обзору исследований, методики расчёта протечек в спиральном компрессоре зависят от характера, турбулентности или ламинарности течения потока. Для чего анализируется влияние таких факторов, как перепад давления, величина зазора, частота вращения вала

компрессора. Среди них величина технологического зазора является одним из наиболее важных конструктивных параметров, закладываемых на стадии проектирования и зависящая от ряда параметров, среди которых долю влияния оказывают силовые факторы.

В отношении тангенциальной щели грамотный расчёт сил и моментов сил, действующих на перо спирали, может способствовать минимизации зазора и, как следствие, повышению эффективного изотропного КПД до 10 %.

В зазоре происходят протечки паромасляной смеси из ячейки высокого давления в ячейку с низким давлением, где преимущественно наблюдается течение масляной фракции, что, по сути, образует масляный клин, который запирает щель. Как показал выполненный анализ, процесс течения среды в тангенциальном зазоре СПК подобен течению масла в зазоре подшипника скольжения. Следовательно, с увеличением линейной скорости вала, согласно выражению (12), в тангенциальном зазоре СПК возникает гидродинамическая сила. Последовательность наших рассуждений позволяет предположить, что разнонаправленность гидродинамической силы газовой и центробежной силам будет оказывать сопротивление смыканию спиралей вопреки утверждению в работе [17]. Также из полученного нами выражения (12) видно, что данная сила зависит от геометрии спиралей, конструктивных параметров щели и термодинамики потока среды в щели. Если при определённых конструктивных соотношениях спирали коэффициент нагруженности становится постоянным согласно данным на диаграмме рис. 7, то изменение гидродинамической силы уже зависит только от характеристик масла, главным образом от его вязкости.

Полученное выражение (9) показывает возможность ведения последовательного расчёта в каждой замкнутой ячейке сжатия, которые удобно принять за контрольные объёмы. При таком подходе требуется оценка направления и величины действия гидродинамической силы в сравнении с газовой радиальной и центробежной силами для каждого контрольного объёма. Следует учесть тот факт, что результирующая составляющая от газовой силы и центробежной силы всегда стремится приблизить подвижную спираль к неподвижной.

Отметим, что при расчёте результирующей силы, действующей на перо спирали для компрессора с конкретными геометрическими размерами и при незначительном изменении вязкости масла, основным фактором, влияющим на центробежную и гидродинамическую составляющую сил, будет скорость вала компрессора. В случае гидродинамической составляющей можно говорить о некоторой критической скорости вала компрессора при превышении которой будет наблюдаться гидродинамический эффект.

Выводы

— Анализ подобия процессов в зазоре подшипника скольжения и тангенциальном зазоре СПК показал их схожесть при учёте конструктивных особенностей последнего;

— исследование течения паромасляной смеси в зазорах СПК с учётом подобия процессов в подшипниках скольжения даёт основание утверждать о наличии гидродинамической силы в тангенциальном зазоре компрессора и возможности при-

менения гидродинамической теории смазки для её расчёта;

— оценка параметров даёт возможность утверждать значимость линейной скорости вала компрессора на возникновение и величину гидродинамической силы. Следуя принципу расчёта подшипника скольжения, необходимо ввести понятие о линейной критической скорости в СПК, являющейся критерием оценки необходимости учёта гидродинамической силы в тангенциальном зазоре.

В заключение следует сказать о необходимости дальнейшего продолжения всесторонней оценки влияния гидродинамической силы на результирующую сил, что может явиться основой для следующей работы в рамках параметрического анализа и создания уточнённой методики расчёта силовых факторов при оценке оптимальной величины зазора.

Список источников

1. Кочетова Г. С., Сакун И. А. Состояние и направление развития спиральных компрессоров. Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. 57 с.
2. Бурданов Н. Г., Канышев Г. А. Спиральные компрессоры для холодильных машин. Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1991. 31 с.
3. Бабкин Б. С., Выгодин В. А. Спиральные компрессоры в холодильных системах: моногр. Рязань: Узорочье, 2003. 379 с.
4. Lemort V. Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes: Thesis. Liège, 2008. 307 p.
5. Косачевский В. А. О производительности спирального компрессора // Вестник Международной академии холода. 2016. № 4. С. 40–46. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-4-40-46. EDN: XICBRX.
6. Pereira E. L. L., Braga V. M., Deschamps C. J. Data from the numerical analysis of radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Data in Brief. 2020. Vol. 29. P. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197.
7. Pereira E. L. L., Deschamps C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 110 (12). P. 239–247. DOI: 10.1016/j.jrefrig.2019.11.002.
8. Wang J., Liu T. Leakage model of axial clearance and test of scroll compressors // Journal of Shanghai Jiaotong University (Science). 2020. Vol. 25, no. 4. P. 531–537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6.
9. Пат. 2592153, Российская Федерация, МПК F04C 18/02 (2006.01). Спиральный компрессор / Нарахара К., Нисиде Й., Уекава Т. № 2015100891/06; заявл. 18.04.2013; опубл. 20.07.2016. Бюл. № 20.
10. Bush Ch. Scroll compressor for generating oil-free compressed air. US patent 2024/0102470 A1; filed December 17th, 2021; published July 13th, 2023.
11. Sekiya S., Kakuda M., Koda T. [et al.]. Scroll compressor with an orbiting scroll and two fixed scrolls and ring and tpeals. US patent 2008/O193313 A1; filed January 30th, 2006; published August 23rd, 2007.
12. Михайлова Е. Н., Кованов А. В., Цветков В. А., Калашникова Е. А. Методика расчёта протечек в маслозаполненном спиральном компрессоре с учётом подвижности стенок щели // Исследования и инновации в машиностроительном производстве: сб. ст. по материалам всерос. науч.-практ. конф. (Махачкала, 21–22 октября 2022 г.). Махачкала: Тип. Формат, 2022. С. 73–77. ISBN 978-5-907484-88-7.
13. Фоменко М. В. Разработка методики расчета и исследование спирального холодильного компрессора: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1994. 160 с.

14. Minikaev A., Yerezhep D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 826 (1). 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022.

15. Райков А. А., Бронштейн М. Д., Бурмистров А. В., Саликеев С. И. Радиальные и осевые газовые силы в безмасляных спиральных вакуумных насосах // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17, № 2. С. 267–270. EDN: RWUOQF.

16. Паранин Ю. А., Хисамеев И. Г. Математическая модель рабочего процесса спирального компрессора сухого сжатия с учетом теплообмена и упругой деформации спиралей // Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 5. С. 16–23. EDN: OFEMGN.

17. Ибрагимов Е. Р. Повышение эффективности спирального компрессора сухого сжатия: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2009. 134 с.

18. Пронин В. А., Кузнецов Ю. А., Жигновская Д. В., Кованов А. В. Определение силовых факторов, действующих в рабочей полости винтового однороторного компрессора с окружным профилем зуба отсекаателя // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 10-й Междунар. науч.-техн. конф., Омск, 26–29 февраля 2020 года / редкол.: В. А. Лихолобов [и др.]. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2020. С. 94–95. EDN: OGOWHU.

19. Иванов М. А., Финогенов В. А. Детали машин. 12-е изд. испр. Москва: Высш. шк., 2008. 408 с.

20. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. Москва: Гос. науч.-техн. Изд-во машиностроительной лит., 1963. 244 с.

ПРОНИН Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3737-3495

AuthorID (РИНЦ): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Адрес для переписки: maior.pronin@mail.ru

КОВАНОВ Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Адрес для переписки: avkovanov@itmo.ru

МИХАЙЛОВА Екатерина Николаевна, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: mikhaylova_en@mail.ru

ЖИЛКИН Антон Юрьевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: zhilkin_ai@itmo.ru

Для цитирования

Пронин В. А., Кованов А. В., Михайлова Е. Н., Жилкин А. Ю. Учет гидродинамических сил при определении силовых факторов, действующих на рабочие органы спирального компрессора // Омский научный вестник. Сер. Авиац. ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 12–20. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-12-20.

Статья поступила в редакцию 04.08.2024 г.

© В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. Н. Михайлова, А. Ю. Жилкин

CONSIDERATION OF HYDRODYNAMIC FORCES IN DETERMINING THE FORCE FACTORS ACTING OPERATING ELEMENTS OF A SCROLL COMPRESSOR

V. A. Pronin, A. V. Kovanov, E. N. Mikhailova, A. Yu. Zhilkin

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Lomonosova St., 9, 191002

Increasing the efficiency of compressor equipment is an important task, the solution of which contributes to the rational use of economic resources and improvement of the environmental situation. In this regard, the task of improving the characteristics of oil-filled scroll compressors is relevant. The purpose of this study is to clarify the degree of influence of hydrodynamic forces on the working elements of a scroll compressor during the movement of a movable scroll. When the tangential gap is filled with oil and the spiral moves during operation, we can talk about the influence of the hydrodynamic lifting force, on the basis of which the operating principle of hydrodynamic plain bearings is implemented. As a result, the hydrodynamic forces in the tangential gap of a scroll compressor and the possibilities of applying the theory of hydrodynamic lubrication for its calculation are investigated.

Keywords: oil-filled scroll compressor, force factors, radial gas forces, hydrodynamic forces, calculation method, gap assignment.

References

1. Kochetova G. S., Sakun I. A. Sostoyaniye i napravleniye razvitiya spiral'nykh kompressorov [Status and development direction of scroll compressors]. Moscow, 1988. 57 p. (In Russ).
2. Burdanov N. G., Kanyshv G. A. Spiral'nyye kompressory dlya kholodil'nykh mashin [Scroll compressors for refrigeration machines]. Moscow, 1991. 31 p. (In Russ).
3. Babkin B. S., Vygodin V. A. Spiral'nyye kompressory v kholodil'nykh sistemakh [Scroll compressors in refrigeration systems]. Ryazan, 2003. 379 p. (In Russ).
4. Lemort V. Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes: Thesis. Liège, 2008. 307 p. (In Engl.).
5. Kosachevskiy V. A. O proizvoditel'nosti spiral'nogo kompressora [About the performance of scroll compressor] // Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. No. 4. P. 40–46. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-4-40-46. EDN: XICBRX. (In Russ.).
6. Pereira E. L. L., Braga V. M., Deschamps C. J. Data from the numerical analysis of radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Data in Brief. 2020. Vol. 29. P. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197. (In Engl.).
7. Pereira E. L. L., Deschamps C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 110 (12). P. 239–247. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.002. (In Engl.).
8. Wang J., Liu T. Leakage model of axial clearance and test of scroll compressors // Journal of Shanghai Jiaotong University (Science). 2020. Vol. 25, no. 4. P. 531–537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6. (In Engl.).
9. Patent 2592153, Russian Federation, IPC F04C 18/02 (2006.01). Spiral'nyy kompressor [Scroll compressor] / Nagahara K., Nishide Y., Uekawa T. No. 2015100891/06. (In Russ).
10. Bush Ch. Scroll compressor for generating oil-free compressed air. US patent 2024/0102470 A1; filed December 17th, 2021; published July 13th, 2023. (In Engl.).
11. Sekiya S., Kakuda M., Koda T. [et al.]. Scroll compressor with an orbiting scroll and two fixed scrolls and ring and tpseals. US patent 2008/O193313 A1; filed January 30th, 2006; published August 23rd, 2007. (In Engl.).
12. Mikhaylova E. N., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A., Kalashnikova E. A. Metodika rascheta protechek v maslozapolnennom spiral'nom kompressore s uchetom podvizhnosti stenok shcheli [Methodology for calculating leaks in an oil-filled scroll compressor taking into account the mobility of the gap walls] // Issledovaniya i innovatsii v mashinostroitel'nom proizvodstve. *Research and Innovation in Engineering Production*. Makhachkala, 2022. P. 73–77. ISBN 978-5-907484-88-7. (In Russ).
13. Fomenko M. V. Razrabotka metodiki rascheta i issledovaniye spiral'nogo kholodil'nogo kompressora [Development of calculation methods and study of a spiral refrigeration compressor]. Saint Petersburg, 1994. 160 p. (In Russ).
14. Minikaev A., Yerezhep D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 826 (1). 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022. (In Engl.).
15. Raykov A. A., Bronshteyn M. D., Burmistrov A. V., Salikeyev S. I. Radial'nyye i osevyeye gazovyye sily v bezmaslyanykh spiral'nykh vakuumnykh nasosakh [Radial and axial gas forces in oil-free scroll vacuum pumps] // Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta. *Vestnik Kazanskogo Tekhnologicheskogo Universiteta*. 2014. Vol. 17, no. 2. P. 267–270. EDN: RWUOQF. (In Russ).
16. Paranin Yu. A., Khisameyev I. G. Matematicheskaya model' rabochego protsessa spiral'nogo kompressora sukhogo szhatiya s uchetom teploobmena i uprugoy deformatsii spiraley [Mathematical model of oil-free scroll compressor working process including heat exchange and elastic deformation of the scrolls] // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressor Technology and Pneumatics*. 2011. No. 5. P. 16–23. EDN: OFEMGN. (In Russ).
17. Ibragimov E. R. Povysheniye effektivnosti spiral'nogo kompressora sukhogo szhatiya [Increasing the efficiency of a dry-compression scroll compressor]. Kazan, 2009. 134 p. (In Russ).

18. Pronin V. A., Kuznetsov Yu. A., Zhignovskaya D. V., Kovanov A. V. Opredeleniye silovykh faktorov, deystvuyushchikh v rabochey polosti vintovogo odnorotornogo kompressora s okruzhnym profilem zuba otsekatelya [Determination of force factors acting in the working cavity of a screw single-rotor compressor with a circumferential profile of the cutter tooth] // Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. *Engineering and Technology of Petrochemical and Oil and Gas Production* / Ed. by V. A. Likholobov [et al.]. Omsk, 2020. P. 94–95. EDN: OGOWHU. (In Russ).

19. Ivanov M. A., Finogenov V. A. Detali mashin [Machine parts]. 12th ed., corrected. Moscow, 2008. 408 p. (In Russ).

20. Chernavskiy S. A. Podshipniki skol'zheniya [Plain bearings]. Moscow, 1963. 244 p. (In Russ).

PRONIN Vladimir Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

KOVANOV Alexander Victorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Educational

Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Correspondence address: avkovanov@itmo.ru

MIKHAILOVA Ekaterina Nikolaevna, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: mikhaylova_en@mail.ru

ZHILKIN Anton Yuryevich, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg

Correspondence address: zhilkin_ai@itmo.ru

For citations

Pronin V. A., Kovanov A. V., Mikhailova E. N., Zhilkin A. Yu. Consideration of hydrodynamic forces in determining the force factors acting operating elements of a scroll compressor // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 12–20. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-12-20.

Received August 04, 2024.

© V. A. Pronin, A. V. Kovanov,

E. N. Mikhailova, A. Yu. Zhilkin