

УДК 621.5.041

О последствиях рассогласования спиральных элементов компрессора

Канд. техн. наук В. А. КОСАЧЕВСКИЙ

vakos32@yandex.ru

Военно-космическая академия им. А. Ф. Можайского

Рассматривается вопрос о возможной рассогласованности рабочих элементов спирального компрессора или любой другой спиральной машины, которая может произойти в процессе сборки системы рабочих спиралей. Понятие рассогласования определяется как невязка, линейный сдвиг вдоль полярного радиуса при некотором возмущении, отклонении орбитального угла подвижной спирали. Предлагается вариант оценки степени рассогласования. Получены выражения, позволяющие оценить численные значения невязок в зависимости от величины отклонения по орбитальному углу. Проведены расчеты, позволяющие указать на предельную величину таких отклонений.

Ключевые слова: спиральные компрессоры, принцип действия СПК, рабочие элементы, рассогласование спиралей, угловое возмущение орбиты, радиальная невязка.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 02.07.2023, одобрена после рецензирования 04.09.2023, принята к печати 11.09.2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-28-32

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Косачевский В. А. О последствиях рассогласования спиральных элементов компрессора. // Вестник Международной академии холода. 2023. № 4. С. 28–32. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-28-32

The consequences of misalignment of the spiral elements in the compressor

Ph. D. V. A. KOSACHEVSKY

vakos32@yandex.ru

Military space academy of A. F. Mozhaysky

The article concerns the issue of possible inconsistency of working elements in a scroll compressor or any other spiral machine that may occur during the assembly of a system of working scroll. The concept of misalignment is defined as a discrepancy, a linear shift along the polar radius with some perturbation or deviation of the orbital angle of a moving scroll. A variant of estimating the degree of mismatch is proposed. Expressions are obtained allowing to estimate the numerical values of the residuals depending on the magnitude of the deviation in the orbital angle. Calculations have been carried out to indicate the maximum value of such deviations.

Keywords: scroll compressors, the principle of operation of the SEC, working elements, misalignment of scrolls, angular perturbation of the scroll orbit, radial discrepancy.

Article info:

Received 02/07/2023, approved after reviewing 04/09/2023, accepted 11/09/2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-28-32

Article in Russian

For citation:

Kosachevsky V. A. The consequences of misalignment of the spiral elements in the compressor. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 4. p. 28–32. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-28-32

Введение

В 80-е годы XX века появился новый тип компрессора — спиральный (СПК), обладающий по сравнению с другими типами компрессоров этого класса многими преимуществами. СПК содержит малое количество деталей, что придает ему высокую надежность; он малошумен; в нем необязательно наличие клапанов; наконец, СПК обычно имеет значительно меньшие габариты и массу, чем другие известные типы компрессоров.

Как известно, одним из средств получения вакуума, находящего все более широкое применение в высокотехнологических отраслях промышленности, являются [1] «сухие» спиральные вакуумные насосы. Сухие спиральные машины [2]–[5] используются также в качестве турбодетандеров. В России спиральные насосы серийно не выпускались никогда и в данный момент находятся на стадии разработки. Автор настоящей работы является, пожалуй, единственным в России, кто занимался разработкой СПК,

где в качестве образующих рабочих элементов была принята спираль Архимеда [6]–[9]. На основании его исследований проводились расчеты и эксперименты [10, 11].

Вообще говоря, первым образцом СПК следует считать выпущенный в 1983 г. японской фирмой Hitachi Ltd [12]. Более восьмидесяти лет потребовалось, чтобы идея СПК, высказанная в конце XIX века получила реальное воплощение. Лишь в 70–80 годы прошлого столетия появились станки с ЧПУ, позволяющие достичь необходимой точности обработки.

Принцип действия СПК очень прост. Представим себе две спирали, вид которых показан на рис. 1: неподвижную спираль А и подвижную В, являющуюся точной копией неподвижной, но развернутой на угол π

Центры спиралей смещены по горизонтальной оси на расстояние ϵ , называемое эксцентриситетом. При орбитальном движении спирали В по часовой стрелке вокруг спирали А, между спиральями образуются замкнутые полости, объем которых при смещении к центру будет уменьшаться. В центре расположено окно нагнетания.

Несмотря на простоту конструкции СПК, следует отметить, что производство спиральных компрессоров требует высокоточных станков и квалифицированного персонала.

Формулировка задачи

Чрезвычайно важным является вопрос точной сборки всей конструкции. При нарушении согласованности спиральных элементов могут иметь место последствия различной степени тяжести.

Целью настоящей работы является изучение причин такой рассогласованности и оценка последствий таковой. Попытаемся подробнее разобраться в этом. Прежде всего определим, что мы, собственно, хотим оценить.

Итак, пусть у нас есть уравнение спирали Архимеда в полярных координатах:

$$r = r_0 \varphi, \tag{1}$$

где r — полярный радиус; r_0 — шаг спирали Архимеда; φ — полярный угол (обычно измеряемый в радианах), отсчитываемый от полярной оси против часовой стрелки в положительном направлении.

Применяя формулы перехода от декартовых координат к полярным, можем записать уравнение спирали Архимеда (1) в параметрическом виде:

$$\left. \begin{aligned} x &= r_0 \varphi \cos \varphi \\ y &= r_0 \varphi \sin \varphi \end{aligned} \right\}, \tag{2}$$

где r_0 и φ имеют тот же смысл.

Добавим к этим уравнениям орбитальное движение по окружности:

$$\left. \begin{aligned} x &= r_0 \varphi \cos \varphi + \epsilon \cos \theta \\ y &= r_0 \varphi \sin \varphi + \epsilon \sin \theta \end{aligned} \right\}, \tag{3}$$

где ϵ — радиус круговой орбиты; θ — орбитальный угол.

Можно записать также следующее из (2) очевидное выражение:

$$r^2 = x^2 + y^2 \tag{4}$$

где r — полярный радиус.

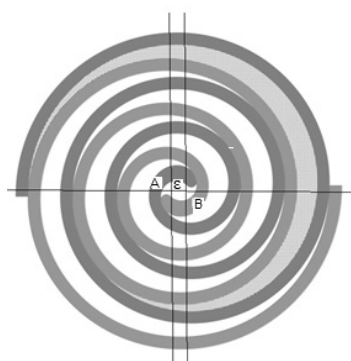


Рис. 1. Вид системы спиралей в плане: А — неподвижная спираль; В — подвижная спираль; ϵ — эксцентриситет

Fig. 1. Spiral system in the plan: А — unfixed scroll; В — fixed scroll; ϵ — eccentricity

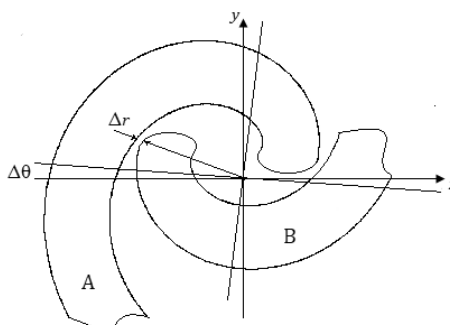


Рис. 2. Рассогласованная система спиралей

Fig. 2. Misaligned spiral system

Предположим, что подвижная спираль В при установке или же по каким-либо иным причинам сместилась на некоторый малый угол $\Delta\theta$ по орбите вследствие рассогласования координатных осей. Будем также считать, что центр системы координат при этом не сместился. Очевидно, в этом случае возмущенный контур спирали В при измененном значении орбитального угла θ' будет сдвинут относительно невозмущенного контура спирали А на некоторое расстояние вдоль полярного радиуса, которое мы назовем невязкой и обозначим Δr (см. рис. 2). Обозначения, применяемые на рис. 2: А — неподвижная спираль; В — подвижная спираль; $\Delta\theta$ — угловое возмущение вследствие рассогласованности; Δr — линейный сдвиг вдоль полярного радиуса, невязка.

Пусть возмущенный орбитальный угол $\theta' = \theta + \Delta\theta$, тогда выражения (3) можно переписать в виде:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x} &= r_0 \varphi \cos \varphi + \epsilon \cos(\theta + \Delta\theta) \\ \tilde{y} &= r_0 \varphi \sin \varphi + \epsilon \sin(\theta + \Delta\theta) \end{aligned} \right\}, \tag{5}$$

где \tilde{x} и \tilde{y} — возмущенные значения соответствующих декартовых координат.

Преобразовав выражения (5) получим:

$$\begin{aligned} \tilde{x} &= r_0 \varphi \cos \varphi + \epsilon \cos(\theta + \Delta\theta) \\ &= x - \epsilon \sin \theta \Delta\theta; \end{aligned} \tag{6}$$

$$\begin{aligned} \tilde{y} &= r_0 \varphi \sin \varphi + \epsilon \sin(\theta + \Delta\theta) = \\ &= y + \epsilon \cos \theta \Delta\theta. \end{aligned} \tag{7}$$

Тогда полный квадрат возмущенного полярного радиуса будет равен:

$$\tilde{r}^2 = \tilde{x}^2 + \tilde{y}^2 = (x - \varepsilon \sin \theta \Delta\theta)^2 + (y + \varepsilon \cos \theta \Delta\theta)^2. \quad (8)$$

После некоторых преобразований, пренебрегая ввиду малости величиной $(\Delta\theta)^2$, для квадрата возмущенного полярного радиуса получим следующее выражение:

$$\tilde{r}^2 = x^2 + y^2 + 2\varepsilon \Delta\theta (y \cos \theta - x \sin \theta) \Delta\theta, \quad (9)$$

где x и y — невозмущенные декартовы координаты спирали Архимеда.

Теперь можно записать выражение, позволяющее непосредственно оценить величину невязки, или линейного сдвига вдоль полярного радиуса при возмущении подвижной спирали В:

$$\Delta r = \tilde{r} - r = \sqrt{\tilde{r}^2} - \sqrt{r^2}. \quad (10)$$

Подставив в (10) выражения для \tilde{r}^2 и r^2 из (4) и (9), получим окончательно:

$$\Delta r = \sqrt{x^2 + y^2 + 2\varepsilon \Delta\theta (y \cos \theta - x \sin \theta) \Delta\theta} - \sqrt{(r_0 \varphi)^2 + \varepsilon^2 + 2\varepsilon r_0 \varphi \cos(\varphi - \theta)}. \quad (11)$$

Выражение (11) позволяет численно оценить величину невязки Δr , т. е. расхождения подвижной и неподвижной спиралей в зависимости от величины рассогласования спиралей по орбитальному углу $\Delta\theta$.

Вычисления невязок проводились для угла закрутки спиралей равного 2π (360°) при нескольких фиксированных значениях орбитального угла: $\theta=0$; $\theta=\pi/2$; $\theta=\pi$; $\theta=3/2\pi$; $\theta=2\pi$.

Что касается параметров спиралей, то они, как и в более ранних исследованиях, принимались следующими: $r_0=3,65$, $\varepsilon=5,500$.

Угол возмущения (рассогласования спиралей) $\Delta\theta$ при этом принимался малым. Величина невязок рассчитывалась в миллиметрах.

При $\Delta\theta=1^\circ$ дуги были получены следующие результаты, представленные на рис. 3.

Пусть теперь $\Delta\theta=2^\circ$, графики расчетов показаны на рис. 4.

При $\Delta\theta=3^\circ$ графики невязок приобретают вид, представленный на рис. 5.

Заметим, что с увеличением угла возмущения общий вид графиков при тех же значениях θ и φ меняется мало, но возрастает амплитуда невязок. Далее, при $\Delta\theta=4^\circ$ получаем следующий график, показанный на рис. 6. Наконец, при угле возмущения $\Delta\theta=5^\circ$ имеем график, представленный на рис. 7.

Заключение

На основании полученных в результате исследования результатов можно сделать следующие предварительные выводы.

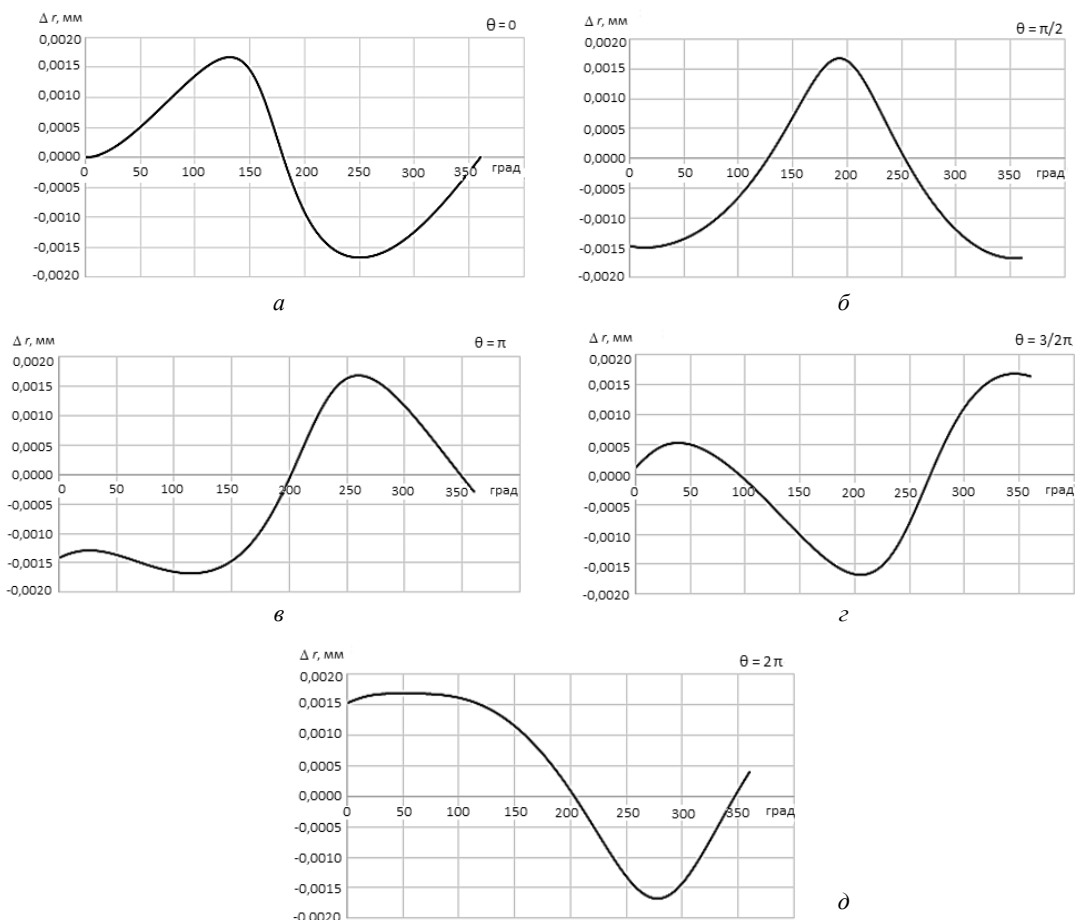


Рис. 3. Величина невязок: а — при $\theta=0$; б — при $\theta=\pi/2$; в — $\theta=\pi$; г — $\theta=3/2\pi$; д — $\theta=2\pi$
 Fig. 3. The value of the residuals: а — at $\theta=0$; б — at $\theta=\pi/2$; в — $\theta=\pi$; г — $\theta=3/2\pi$; д — $\theta=2\pi$

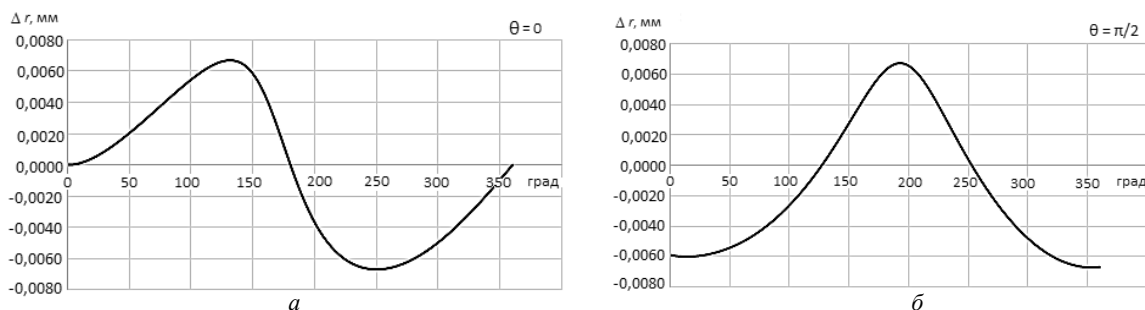


Рис. 4. Величина невязок: а — при $\theta=0$; б — при $\theta=\pi/2$
 Fig. 4. The value of the residuals: а — at $\theta=0$; б — at $\theta=\pi/2$

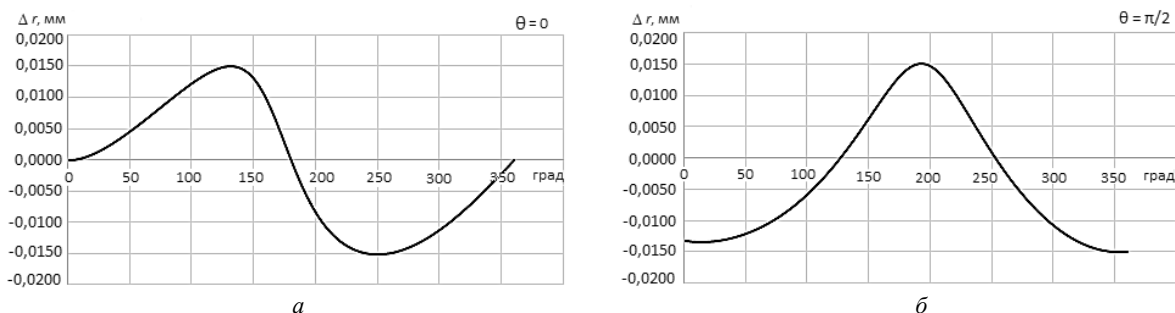


Рис. 5. Величина невязок: а — при $\theta=0$; б — при $\theta=\pi/2$
 Fig. 5. The value of the residuals: а — at $\theta=0$; б — at $\theta=\pi/2$

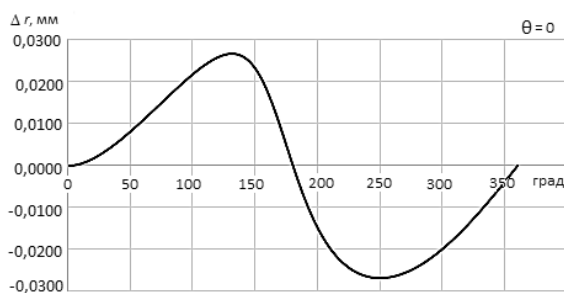


Рис. 6. Величина невязок при $\theta=0$
 Fig. 6. The value of the residuals at $\theta=0$

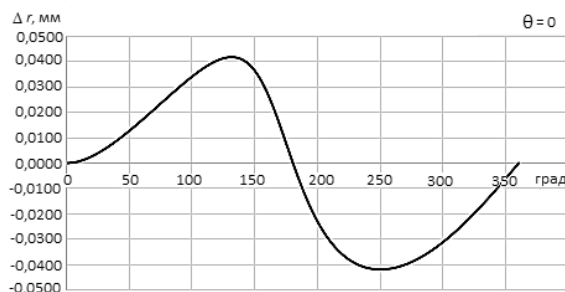


Рис. 7. Величина невязок при $\theta=0$
 Fig. 7. The value of the residuals at $\theta=0$

1. Радиальные невязки могут быть как положительными, так и отрицательными. При этом положительные значения невязок соответствуют навалу подвижной спирали на неподвижную, то есть, по существу, угрозе заклинивания, а отрицательные соответствуют образованию неконтролируемого зазора.

2. Значения абсолютных величин невязок колеблются при угле возмущения 1° дуги в пределах от 0 до 0,17 мм. Правда, при этом максимальный угол закрутки спиралей принимался равным 360 градусам, т. е. 2ПИ. Нельзя исключить, что при увеличении угла закрутки спиралей амплитуды невязок при значениях, больших 2ПИ могут возрасти.

3. Из сравнения результатов для различных значений угла возмущения $\Delta\theta$ можно сделать уверенный вывод, что с ростом $\Delta\theta$ предсказуемо растет и величина невязок, причем значительно. При этом форма колебаний кривых невязок остается для каждого фиксированного значения орбитального угла практически неизменной, изменяются лишь амплитуды.

Нельзя сомневаться в том, что при определенных допусках, зависящих от точности обработки поверхностей, некоторое рассогласование спиралей может оказать лишь умеренное воздействие на процесс компримирования, хотя газовые перетечки, во всяком случае тангенциальные, возрастут вследствие образования неконтролируемого зазора. Однако, при превышении некоторых экстремальных значений угла возмущения $\Delta\theta$, (по-видимому, в нашем случае это значение составит $3-4^\circ$) процесс вообще затормозится ввиду заклинивания или даже разрушения машины.

Можно надеяться, что предложенный метод численной оценки результатов рассогласования спиралей окажется полезным и при расчетах рабочих элементов СПК, основанных на других базовых кривых.

Благодарности.

Автор выражает свою признательность С. Е. Лукашевичу за выполнение численных расчетов.

Литература

1. Райков А. А., Бронштейн М. Д., Бурмистров А. В., Саликеев С. И. Аналитический метод расчета сил и моментов в безмасляных спиральных вакуумных насосах и компрессорах // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 7 (652). с. 35–42.
2. Ивлев В. И., Мисюрин С. Ю. Расчетные и экспериментальные характеристики спиральной машины, работающей в режиме газового мотора // ДАН. 2017. т. 472. № 3. с. 278–281.
3. Orosz Matthew S., Mueller Amy V., Dechesne Bertrand J., Hemond Harold F. Geometric design of scroll expanders optimized for small organic Rankine cycles // ASME Journal of engineering for gas turbines and power. April 2013. 135 (04).
4. Accorsi Felipe A., James Nelson A., Groll Eckhard, Horton William T., Braun James E. Experimental Testing and Modeling of 5 kW Oil-Free Open Drive Scroll Expander Using R245fa // Proc. ICEC at Purdue Univ., 2016. P. 2482.
5. Hesse Jan, Andres Raine. CFD Simulation of a Dry Scroll Vacuum Pump Including Leakage Flows. // Proc. ICEC at Purdue Univ., 2016. July 11–14.
6. Косачевский В. А. О геометрии рабочих элементов спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1994. вып. 4–5. с. 49.
7. Косачевский В. А. О математической модели рабочего процесса спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1997. вып. 1–2 (14–15), с. 40.
8. Косачевский В. А. Об угле обрезки спиралей компрессора. Аналитический подход. // Вестник Международной академии холода. 2020. № 2. С. 26–30.
9. Косачевский В. А. О производительности спирального компрессора. // Вестник Международной академии холода. 2016. № 4. с. 40–46.
10. Ефремов С. Н., Шестакович И. А. Профильный расчет образующих спиралей холодильного компрессора // Вестник СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. 2005. Вып. 67. С. 148–153.
11. Ефремов С. Н. Анализ перетечек хладагента в спиральных холодильных компрессорах // Вестник СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. 2008. Вып. 87. С. 107–110.
12. Uchikawa N., Terada H., Arata T. Scroll compressors for air conditioners // Hitachi Rev., 1987. 36. no 3. p. 155.

Сведения об авторе

Косачевский Валерий Аркадьевич

К. т. н., доцент кафедры математики
Военно-космической академии им. А. Ф. Можайского,
197198, Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13,
vakos32@yandex.ru

References

1. Raikov A. A., Bronstein M. D., Burmistrov A. V., Salikeev S. I. Analytical method for calculating forces and moments in oil-free spiral vacuum pumps and compressors. *Izvestiya vysshchonykh uchebnykh zavedeniy. Mechanical engineering*. 2014. No. 7 (652). pp. 35–42. (in Russian)
2. Ivlev V. I., Misyurin S. Yu. Computational and experimental characteristics of a spiral machine operating in the gas motor mode. *DAN*. 2017. vol. 472. No. 3. pp. 278–281. (in Russian)
3. Orosz Matthew S., Mueller Amy V., Dechesne Bertrand J., Hemond Harold F. Geometric design of scroll expanders optimized for small organic Rankine cycles. *ASME Journal of engineering for gas turbines and power*. April 2013. 135 (04).
4. Accorsi Felipe A., James Nelson A., Groll Eckhard, Horton William T., Braun James E. Experimental Testing and Modeling of 5 kW Oil-Free Open Drive Scroll Expander Using R245fa. *Proc. ICEC at Purdue Univ.*, 2016. P. 2482.
5. Hesse Jan, Andres Raine. CFD Simulation of a Dry Scroll Vacuum Pump Including Leakage Flows. *Proc. ICEC at Purdue Univ.*, 2016, July 11–14.
6. Kosachevsky V. A. On the geometry of the working elements of a spiral compressor. *Compressor technology and pneumatics*. 1994. issue 4–5. p. 49. (in Russian)
7. Kosachevsky V. A. On the mathematical model of the working process of a spiral compressor. *Compressor technology and pneumatics*. 1997. issue 1–2 (14–15). p. 40. (in Russian)
8. Kosachevsky V. A. On the cut-off angle for the wraps of scroll compressors. An analytical approach. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2020. No 2. p. 26–30. (in Russian)
9. Kosachevsky V. A. Scroll compressors capacity. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. no 4. p. 40–46. (in Russian)
10. Efremov S. N., Shostakovich I. A. Profile calculation of forming coils of a refrigerating compressor. *Vestnik SevSTU. Ser. Mechanics, energy, ecology: collection of scientific tr.* 2005. Issue 67. pp. 148–153. (in Russian)
11. Efremov S. N. Analysis of refrigerant leaks in spiral refrigeration compressors. *Vestnik SevSTU. Ser. Mechanics, energy, ecology: collection of scientific tr.* 2008. Issue 87. pp. 107–110. (in Russian)
12. Uchikawa N., Terada H., Arata T. Scroll compressors for air conditioners. *Hitachi Rev.*, 1987. 36. no 3. p. 155.

Information about author

Kosachevsky Valery A.

Ph. D., Associate Professor of Department of mathematics
of Military space academy of A. F. Mozhaysky,
197198, Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13,
vakos32@yandex.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»