

# ВАКУУМНАЯ, КОМПРЕССОРНАЯ ТЕХНИКА И ПНЕВМОСИСТЕМЫ

УДК 621.521

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ СПИРАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ БЕЗМАСЛЯНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

**А.А. Райков, Р.Р. Якупов, С.И. Саликеев, А.В. Бурмистров**

Казанский национальный исследовательский технологический университет,  
Казань, Российская Федерация

e-mail: ors@hitv.ru; yakupov.ruslan@gmail.com; salikeev\_s@mail.ru; burm@kstu.ru

*Безмасляные спиральные вакуумные насосы все более широко используются в нанотехнологиях, микроэлектронике, медицине, фармацевтике и термоядерной энергетике. Откачные характеристики спирального насоса, как и любой другой бесконтактной машины, во многом зависят от обратных перетеканий газа между рабочими полостями. На величину перетеканий определяющее влияние оказывают радиальные и торцевые зазоры между подвижным и неподвижным элементами. На примере безмасляного спирального вакуумного насоса с быстротой действия  $15 \text{ м}^3/\text{ч}$  рассмотрены тепловые деформации подвижного и неподвижного спиральных элементов, изготовленных из алюминиевого сплава. Исходными данными для расчета тепловых деформаций являются значения давлений и температур в каждой полости спирального вакуумного насоса, определяемые с помощью математической модели рабочего процесса, и температурные поля всех поверхностей рабочих элементов. Расчет проведен с помощью пакета ANSYS. Показано, что тепловые деформации спиральных элементов в 5–7 раз превышают силовые и являются ключевым фактором, влияющим на зазоры в спиральных вакуумных насосах. При радиальном зазоре 0,1 мм его изменение за счет тепловых деформаций может составлять до 25 %.*

**Ключевые слова:** спиральный вакуумный насос, спиральный компрессор, тепловые деформации, теплообмен, упругая деформация, метод конечных элементов, распределение температуры, торцевой зазор, радиальный зазор.

## THERMAL DEFORMATION SIMULATION OF SCROLL ELEMENTS IN OIL-FREE SCROLL VACUUM PUMP

**A.A. Raykov, R.R. Yakupov, S.I. Salikeev, A.V. Burmistrov**

Kazan National Research Technological University,

Kazan, Russian Federation

e-mail: ors@hitv.ru; yakupov.ruslan@gmail.com; salikeev\_s@mail.ru; burm@kstu.ru

*The paper considers oil-free scroll vacuum pumps which are widely used in the nanomaterials industry, microelectronics, medicine, pharmaceuticals industry, and thermonuclear power engineering. Pumping characteristics of a scroll pump as well as any other non-contact machine depend largely on the backward gas leakage between the working chambers. The leakage is primarily determined by the values of radial and face clearances between the moving and fixed elements. The paper discusses thermal deformations of the moving and fixed scroll elements made of aluminum alloy illustrated by the example of an oil-free scroll vacuum pump with the geometrical pumping speed of  $15 \text{ м}^3/\text{h}$ . The initial data used for thermal deformation*

calculation are believed to present the values of pressures and temperatures in each chamber of the scroll vacuum pump. They were obtained by both applying the mathematical model of the working process and observing the temperature pattern of all surfaces of the working elements. The Ansys package was used to perform the computation. It is shown that thermal deformations of the scroll elements are 5 to 7 times as much as force deformations. They are the key factor for determining clearances values in the scroll vacuum pumps. When a radial clearance is 0.1 mm, it can be changed up to 25 % due to thermal deformations.

**Keywords:** scroll vacuum pump, scroll compressor, thermal deformations, heat exchange, elastic deformation, finite element method, temperature distribution, face clearance, radial clearance.

Одним из главных достоинств спиральных вакуумных насосов (НВСП) наряду с отсутствием рабочей жидкости в рабочих камерах является глубина создаваемого вакуума. Предельное остаточное давление уровня 1 Па позволяет использовать НВСП в качестве полноценной замены популярным насосам с масляным уплотнением.

Как известно, характеристики любой бесконтактной машины (и, в первую очередь, предельное остаточное давление) определяются обратными перетеканиями газа между полостями. Перетекания, в свою очередь, зависят от радиальных и торцевых зазоров между подвижным и неподвижным элементами. Например, в НВСП увеличение радиального зазора на 0,05 мм приводит к росту предельного остаточного давления приблизительно на один порядок, а при зазоре, большем 0,15 мм, НВСП перестает быть насосом среднего вакуума. Размеры зазоров влияют также на производительность спиральной машины. Именно поэтому необходимо стремиться к уменьшению зазоров в НВСП, однако чрезмерное их уменьшение может привести к задеванию профильных поверхностей спиралей, а в худшем случае к заклиниванию спиралей. Поэтому минимальные гарантированные зазоры назначают, исходя из бесконтактного движения подвижного спирального элемента в любых штатных условиях работы [1, 2].

В НВСП торцевой зазор между пером одной спирали и торцевым диском второй герметизируется с помощью уплотнителя, изготовленного из материала с низким коэффициентом трения, который размещается в канавке на торце пера спирали и скользит по торцевому диску. Поджатие уплотнителя осуществляется либо за счет упругого подслоя, либо за счет теплового расширения самого уплотнителя и спиралей.

В работе [3] приведена методика определения радиального зазора с учетом тепловых и силовых деформаций рабочих элементов на рассматриваемом угле поворота приводного вала. Выражение для спирального компрессора записано в виде

$$\delta_p(\phi) = \delta_{pm}(\phi) \pm \Delta_{ncп}^t(\phi) + \Delta_{ncп}^t(\phi_0 - \Delta_e^t) \pm \pm \Delta_{ncп}^c(\phi) \pm \Delta_{ncп}^c(\phi) - \Delta\delta_r, \quad (1)$$

где  $\delta_{pm}(\phi)$  — монтажный радиальный зазор на угле  $\phi$ ;  $\Delta\delta_{ncп}^t(\phi)$ ,  $\Delta\delta_{ncп}^r(\phi)$ ,  $\Delta\delta_e$  — изменение радиального зазора от радиальных тепловых деформаций неподвижной и подвижной спиралей на угле  $\phi$ , а также от увеличения эксцентриситета  $e$  эксцентрикового вала соответственно;  $\Delta\delta_{ncп}^c(\phi)$ ,  $\Delta\delta_{ncп}^e(\phi)$  — изменение радиального зазора в зависимости от радиальных силовых деформаций неподвижной и подвижной спиралей на угле  $\phi$ ;  $\Delta\delta_r$  — изменение радиального зазора в опорном подшипнике под влиянием перепада температур вала и корпуса и под действием приложенной нагрузки.

В работе [4] показано, что силовые деформации спиральных элементов в условиях работы спиральной машины в качестве вакуумного насоса незначительны ввиду малых нагрузок от газовых сил.

Тепловые деформации деталей, напротив, вносят определяющий вклад в изменение зазоров в спиральной машине, работающей в режиме компрессора [1]. С учетом того, что спиральные элементы в вакуумных насосах изготавливают из алюминиевых сплавов, имеющих больший коэффициент теплового расширения по сравнению с чугуном, а также принимая во внимание ухудшение условий охлаждения подвижной спирали при понижении давления, следует ожидать для НВСП еще большего эффекта.

Рассмотрим деформации спиральных элементов, возникающие из-за нагрева, на примере НВСП с односторонней эвольвентной подвижной спиралью, который имеет геометрическую быстроту действия 15 м<sup>3</sup>/ч при частоте орбитального движения подвижной спирали 1500 об/мин. Толщина пера спирали 4 мм, шаг спирали 17,4 мм, высота пера спирали 32 мм. Расчеты проведены для радиального зазора 0,1 мм. Торцевые зазоры практически отсутствуют за счет торцевого уплотнителя.

Поперечный разрез спирального механизма приведен на рис. 1.

Исходными данными для расчета являются геометрические размеры НВСП и зависимости объема рабочей камеры от угла поворота подвижного спирального элемента.

Решение задачи определения тепловых полей спирали сводится к решению трехмерного уравнения теплопроводности (уравнения Лапласа):

$$\Delta T(x) = 0, \quad x \in \Omega. \quad (2)$$

Здесь  $\Omega$  — трехмерная область, занимаемая спиралью,  $x = (x_1, x_2, x_3)$  — точка трехмерного пространства,  $\Delta T(x) = \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_3^2}$  — трехмерный оператор Лапласа.

Уравнение (2) решается методом конечных элементов. Для этого строится трехмерная сетка, описывающая геометрию спирали, и для

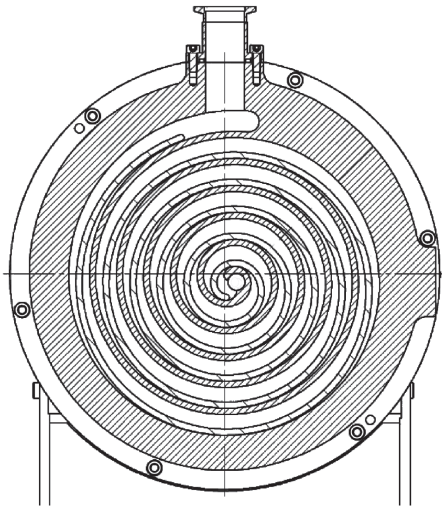


Рис. 1. Поперечный разрез НВСп

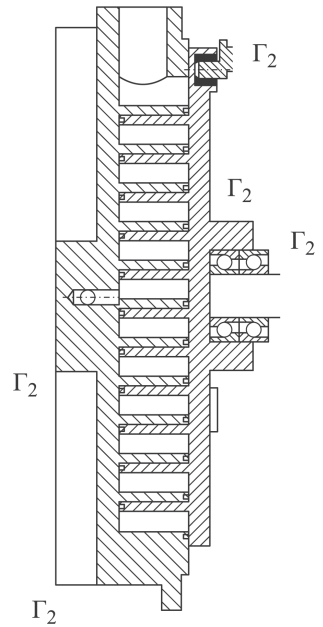


Рис. 2. Участки рабочего механизма НВСп для теплового расчета

каждого элемента записывается аппроксимирующая линейная функция.

В зависимости от вида участка задаются граничные условия (рис. 2):

— на участках  $\Gamma_1$  ставится условие Дирихле

$$T(x) = T_1(x), \quad x \in \Gamma_1, \quad (3)$$

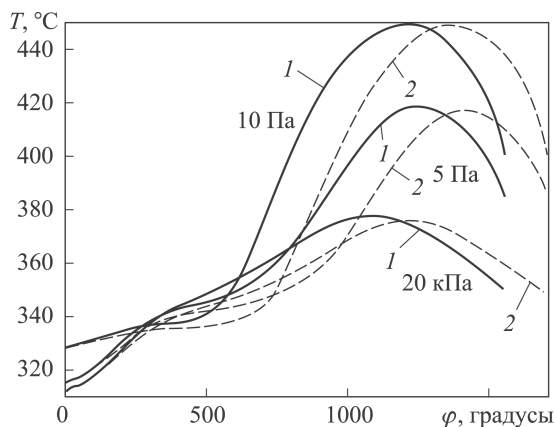
где  $T_1$  — заданная функция;

— на участках  $\Gamma_2$  ставится граничное условие третьего рода, описывающее теплообмен с внешней средой, имеющей заданную температуру,

$$k \frac{\partial T(x)}{\partial \nu} + \alpha(x) (T(x) - T_0(x)) = q(x), \quad x \in \Gamma_2, \quad (4)$$

где  $k$  — коэффициент теплопроводности материала спирали,  $\alpha$  — коэффициент теплообмена,  $T_0$  — температура внешней среды,  $q$  — тепловой поток.

Наиболее сложным является задание граничных условий на самом пере спирали и торцевом диске между спиралями из-за нестационарности процесса, протекающего на этих границах. На данных участках устанавливаются условия третьего рода. Для их задания, как следует из формулы (4), необходимо определить следующие параметры:  $\alpha(x)$  — коэффициент теплоотдачи на конечной площадке,  $T_0(x)$  — температу-



**Рис. 3.** Зависимость температуры газа от угла поворота подвижного спирального элемента при различных входных давлениях; кривая 1 – полость 1; кривая 2 – полость 2

ру газа около конечной площадки,  $q(x)$  – дополнительный тепловой поток, например от трения.

Для определения  $\alpha(x)$  и  $T_0(x)$  необходимо знать параметры газа около каждой площадки, такие как давление и температура. Данные параметры находятся из математической модели, представленной в работе [5] в виде распределения температуры и давления по длине пера спирали. Зависимости температуры газа от угла поворота подвижного спирального элемента приведены на рис. 3.

Перед передачей значений температуры в качестве граничных условий проводится их осреднение по времени.

При задании граничных условий на торцевом диске спирали (между витками пера спирали) параметры газа находились как средневзвешенное значение параметров ближайших двух точек, лежащих на разных витках.

После проведения расчета в термодинамическую модель снова передается распределение температуры пера спирали по длине пера для уточнения расчета и организуется итерационный процесс расчета.

В результате расчета определяют температурные поля подвижного и неподвижного спиральных элементов. В качестве примера на рис. 4 приведены распределения температур по поверхностям спиральных элементов для входного давления  $P_{вх} = 5$  кПа.

Для определения напряжений и деформаций в спиральных элементах НВСП использовался метод конечных элементов, который реализован в программном комплексе “ANSYS” [5–7].

Подвижный и неподвижный спиральные элементы разбиваются на тетраэдральные конечные элементы (рис. 5). Ансамбль из всех конечных элементов и узлов является основной конечно-элементной моделью деформируемого тела.

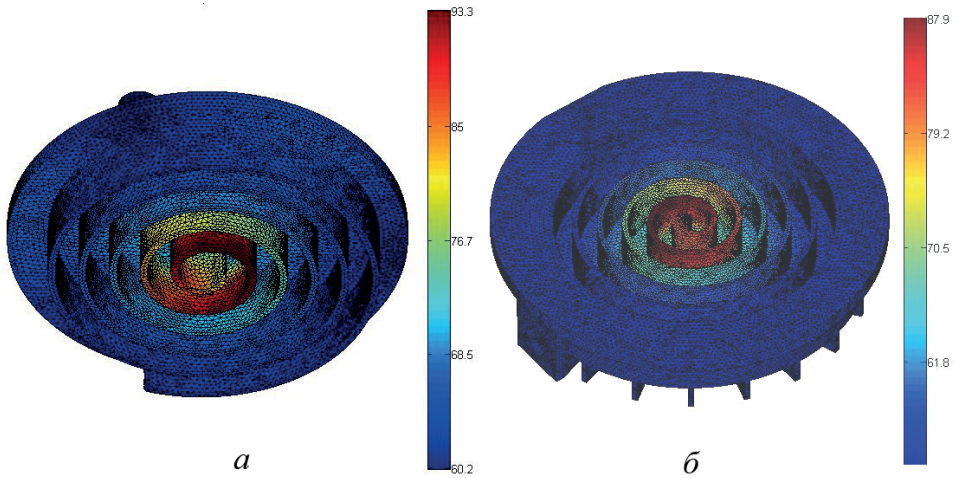


Рис. 4. Температурное поле на лицевой поверхности спирального элемента при  $P_{вх} = 5 \text{ кПа}$ :

*a* – подвижный спиральный элемент; *б* – неподвижный спиральный элемент

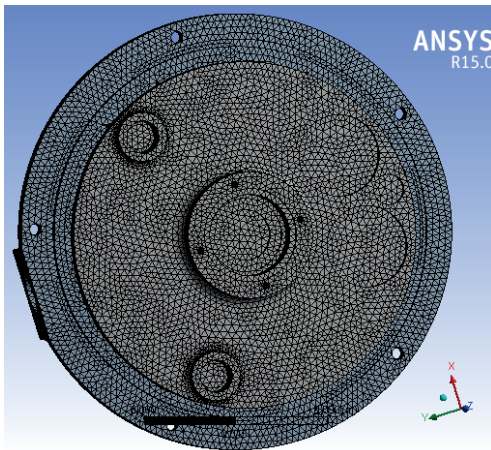


Рис. 5. Сетка на поверхностях спиральных элементов в сборе

Для подвижного спирального элемента задано условие отсутствия осевого перемещения по поверхности касания подшипников торцевого диска и радиального перемещения в центре спирали.

Для неподвижного спирального элемента установлено осевое закрепление по поверхности крепления этого элемента к корпусу насоса. От осевых перемещений спиральный элемент также зафиксирован в центре спирали.

Поля температур и эпюры давлений подвижного и неподвижного спиральных элементов в виде массива пересылаются в файл исходных данных программы расчета деформаций.

Для каждого конечного элемента уравнение равновесия записывается в виде

$$([K_e] + [K_e^f])\{u\} - \{F_e\}^{th} = [M_e]\{u''\} + \{F_e\}^{pr} + \{F_e\}^{nd},$$

где  $[K_e] = \int_{vol} [B]^T [D] [B] d(vol)$  – матрица жесткости элемента;  $[K_e^f] = \int_{areaf} [N_n]^T [N_n] d(areaf)$  – матрица жесткости основания;  $\{F_e\}^{th} =$

$= \int_{vol} [B]^t [D] \{e^{th}\} d(vol)$  – вектор тепловых нагрузок для элемен-

та;  $[M_e] = \rho \int \{N\}^T \{N\} d(vol)$  – матрица масс элемента;  $\{u''\} =$

$= \partial\{u\}/\partial t^2$  – вектор ускорения (аналогичен силе тяжести);

$\{F_e\}^{pr} = \int_{areap} \{N\}^T \{P\} d(areap)$  – вектор сил давления.

В точках интегрирования элемента деформации вычисляются по уравнению

$$\{\varepsilon^{el}\} = [B]\{u\} - \{\varepsilon^{th}\},$$

где  $[B]$  – матрица деформации-перемещения в точке интегрирования;  $\{u\}$  – вектор узловых перемещений;  $\{\varepsilon^{th}\}$  – вектор температурных деформаций.

Три значения главных деформаций  $\varepsilon_0$  представляют собой корни кубического уравнения, определяемого компонентами вектора деформаций:

$$\begin{vmatrix} \varepsilon_X - \varepsilon_0 & 1/2\varepsilon_{XY} & 1/2\varepsilon_{XZ} \\ 1/2\varepsilon_{XY} & \varepsilon_Y - \varepsilon_0 & 1/2\varepsilon_{YZ} \\ 1/2\varepsilon_{XZ} & 1/2\varepsilon_{YZ} & \varepsilon_Z - \varepsilon_0 \end{vmatrix} = 0.$$

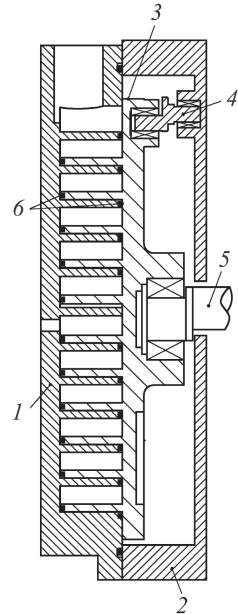
Эквивалентные деформации  $\varepsilon_e$  вычисляются по формуле

$$\varepsilon_e = (S[(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2])^{0.5}.$$

Расчетная схема НВСп приведена на рис. 6.

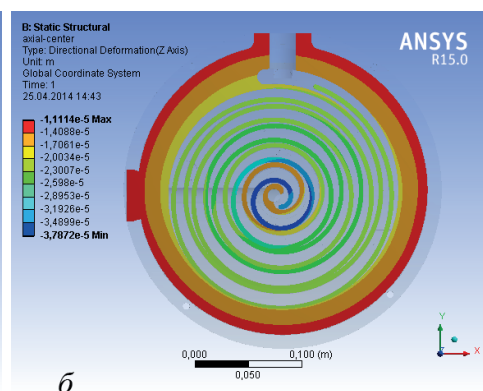
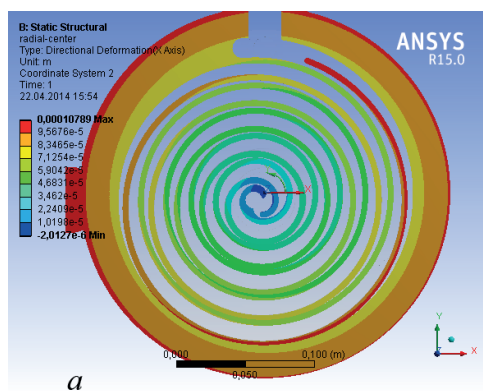
Полученные компоненты векторов деформаций с помощью команд пост-процессора программного комплекса ANSYS в трехмерной постановке выводятся на экран в виде изолиний и полей. Разработанная расчетная программа позволяет на основе исходных данных получить деформированное состояние подвижной и неподвижной спиралей в осевом и радиальном направлениях.

На рис. 7 представлены радиальные и осевые тепловые перемещения подвижного и неподвижного спиральных элементов, полученные в середине высоты спирали.



**Рис. 6. Схема НВСп:**

1, 2 – неподвижные элементы, 3 – подвижный элемент, 4 – противоповоротные устройства, 5 – эксцентриковый приводной вал, 6 – торцевые уплотнители

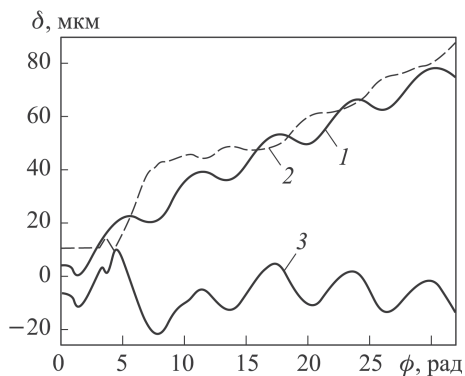


**Рис. 7. Тепловые деформации спиральных элементов НВСп при  $P_{вх} = 10$  Па:**  
*a* — радиальные; *б* — осевые

На основании приведенных диаграмм построены зависимости тепловых деформаций от угла поворота подвижного спирального элемента (рис. 8, 9). Графики изменения радиального и торцевого зазоров от тепловых деформаций представлены там же.

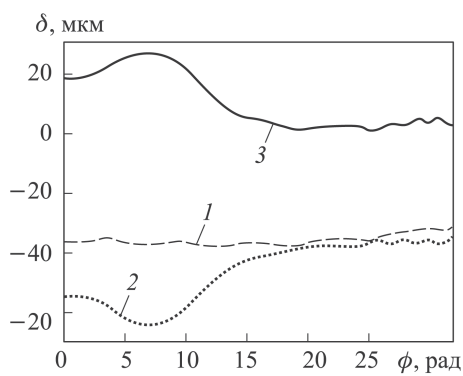
Изменение радиального зазора по углу поворота спиральных элементов носит периодический характер с периодом  $2\pi$ , так как происходит изгиб спиральных элементов вдоль оси, проходящей через их основание (см. рис. 7). Положение этой оси зависит от конструктивных элементов, влияющих на жесткость спирали. Для подвижной спирали такими элементами являются противоположные устройства, для неподвижной — закрепленный начальный участок.

Максимальная тепловая радиальная деформация подвижного спирального элемента составляет 87 мкм, неподвижного — 78 мкм, а мак-



**Рис. 8. Тепловые радиальные деформации спиралей и изменение радиального зазора НВСп при  $P_{вх} = 10$  Па:**

кривые *1* и *2* — неподвижный и подвижный спиральные элементы; *3* — зазор



**Рис. 9. Тепловые осевые деформации спиралей и изменение торцевого зазора НВСп при  $P_{вх} = 10$  Па (обозначения — см. рис. 8)**



симальное изменение радиального зазора за счет тепловых деформаций спиралей 21 мкм.

Максимальная тепловая осевая деформация подвижного спирального элемента составляет 63 мкм, неподвижного — 38 мкм. Максимальное изменение торцевого зазора за счет тепловых деформаций спиралей 27 мкм.

Для сравнения: максимальные изменения зазоров от силовых деформаций спиральных элементов для этого же насоса составляют: радиального — 2,8 мкм, торцевого — 3,9 мкм.

Таким образом, влияние тепловых деформаций на радиальный зазор в 5–7 раз больше, по сравнению с силовыми. При радиальном зазоре 0,1 мм его изменение за счет тепловых деформаций может составлять до 20...25 %.

*Статья подготовлена в КНИТУ при финансовой поддержке проекта “Создание высокотехнологичного производства безмасляных спиральных вакуумных насосов для индустрии наносистем и наноматериалов” открытого публичного конкурса по отбору организаций на право получения субсидий на реализацию комплексных проектов по созданию высокотехнологичного производства согласно постановлению Правительства РФ № 218 от 9 апреля 2010 года “О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства”.*

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Паранин Ю.А.* Совершенствование расчета рабочего процесса спирального компрессора сухого сжатия с использованием результатов экспериментальных исследований: автореф. дисс. ... канд. техн. наук, Казань, КНИТУ, 2011. 18 с.
2. *Паранин Ю.А., Якупов Р.Р., Бурмистров А.В.* Тепловые деформации рабочих элементов спиральной машины // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17. № 4. С. 109–112.
3. *Паранин Ю.А., Якупов Р.Р., Бурмистров А.В.* Математическая модель рабочего процесса спиральных машин сухого сжатия в условиях сплошной среды. Часть 2. Изменение зазоров от тепловых и силовых деформаций // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17. № 1. С. 248–252.
4. *Райков А.А., Якупов Р.Р., Бурмистров А.В., Саликеев С.И.* Силовые деформации рабочих элементов безмасляного спирального вакуумного насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 1. С. 57–63.
5. *Райков А.А., Якупов Р.Р., Саликеев С.И., Бурмистров А.В., Бронштейн М.Д.* Все-режимная математическая модель рабочего процесса спирального вакуумного насоса // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 1. С. 18–25.
6. *Structural Analysis Solutions — ANSYS* [Электронный ресурс] // ANSYS Inc. 2014. URL: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis>
7. *Инженерный анализ в ANSYS Workbench* / В.А. Бруяка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. Самара: Самарский гос. техн. ун-т, 2010. 271 с.

## REFERENCES

- [1] Parinin Yu.A. Avtoreferat diss. kand. tekhn. nauk [Cand. tehn. sci. diss. abstr.], Kazan', Kazanskiy natsional'nyy tekhnologicheskii univ., 2011. 18 p.
- [2] Parinin Yu.A., Yakupov R.R., Burmistrov A.V. Thermal Deformation of the Working Elements in the Scroll Machine. *Vestn. Kazan. Tekhnol. Univ.* [Herald of the Kazan Technol. Univ.], 2014, vol. 17, no. 4, pp. 109–112 (in Russ.).
- [3] Parinin Yu.A., Yakupov R.R., Burmistrov A.V. Mathematical Model of Scroll Dry Compressor Work Process in a Continuous Medium. Part 2. Clearance Variations Resulting From Thermal and Force Deformation. *Vestn. Kazan. Tekhnol. Univ.* [Herald of the Kazan Technol. Univ.], 2014, vol. 17, no. 1, pp. 248–252 (in Russ.).
- [4] Raykov A.A., Yakupov R.R., Burmistrov A.V., Salikeev S.I. Force Deformation of Working Elements in Oil-Free Scroll Vacuum Pump. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinost.* [Proc. Univ., Mech. Eng.], 2015, no. 1, pp. 57–63 (in Russ.).
- [5] Raykov A.A., Yakupov R.R., Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshteyn M.D. Fully-Variational Mathematical Model of Scroll Vacuum Pump Work Process *Kompressornaya Tekh. Pnev.* [Compressors and Pneumatics], 2014, no. 1, pp. 18–25 (in Russ.).
- [6] Structural Analysis Solutions — ANSYS [Электронный ресурс] // ANSYS Inc. 2014. URL:<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis>
- [7] Bruyaka V.A., Fokin V.G., Soldusova E.A., Glazunova N.A., Adeyanov I.E. Engineering Analysis. In: ANSYS Workbench. Samara, Samarskiy Gos. Tekhn. Univ. Publ., 2010. 271 p.

Статья поступила в редакцию 13.11.2014

Райков Алексей Александрович — канд. техн. наук, ассистент кафедры “Вакуумная техника” Казанского национального исследовательского технологического университета.

Казанский национальный исследовательский технологический университет, Российская Федерация, 420015, Казань, ул. К. Маркса, д. 68.

Raykov A.A. — Cand. Sci. (Eng.), assistant lecturer of “Vacuum Equipment” Department of Kazan National Research Technological University.

Kazan National Research Technological University, K. Marx ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation.

Саликеев Сергей Иванович — канд. техн. наук, доцент кафедры “Вакуумная техника электрофизических установок” Казанского национального исследовательского технологического университета.

Казанский национальный исследовательский технологический университет, Российская Федерация, 420015, Казань, ул. К. Маркса, д. 68.

Salikeev S.I. — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Vacuum Technology of Electrophysical Plants” Department of Kazan National Research Technological University. Kazan National Research Technological University, K. Marx ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation.

Якупов Руслан Равилевич — ассистент кафедры “Холодильной техники и технологии” Казанского национального исследовательского технологического университета. Казанский национальный исследовательский технологический университет, Российская Федерация, 420015, Казань, ул. К. Маркса, д. 68.

Yakupov R.R. — Cand. Sci. (Eng.), assistant lecturer of “Refrigeration Equipment and Technology” Department of Kazan National Research Technological University.

Kazan National Research Technological University, K. Marx ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation.

Бурмистров Алексей Васильевич — д-р техн. наук, профессор кафедры “Вакуумная техника электрофизических установок” Казанского национального исследовательского технологического университета, декан механического факультета.  
Казанский национальный исследовательский технологический университет, Российская Федерация, 420015, Казань, ул. К. Маркса, д. 68.

Burmistrov A.V. — Dr. Sci. (Eng.), professor of the “Vacuum Technology of Electrophysical Plants” Department of Kazan National Research Technological University. Kazan National Research Technological University, K. Marx ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation.

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Райков А.А., Якупов Р.Р., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Моделирование тепловых деформаций спиральных элементов безмасляного вакуумного насоса // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 3. С. 92–102.

**Please cite this article in English as:**

Raykov A.A., Yakupov R.R., Salikeev S.I., Burmistrov A.V. Thermal Deformation Simulation of Scroll Elements in Oil-Free Scroll Vacuum Pump. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2015, no. 3, pp. 92–102.