

Ю. А. Паранин, Р. Р. Якупов, А. В. Бурмистров

ТЕПЛОВЫЕ ДЕФОРМАЦИИ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ СПИРАЛЬНОЙ МАШИНЫ

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

Представлена методика расчета профильных и торцевых зазоров между спиральными элементами с учетом тепловых деформаций спиральных элементов. Исходными данными для расчета тепловых деформаций подвижного и неподвижного спиральных элементов являются тепловые поля всех поверхностей рабочих элементов машины. С помощью пакета Ansys найдены деформации подвижной и неподвижной спиралей в осевом и радиальном направлениях. Показано, что с увеличением угла закрутки эвольвенты и увеличением температуры перемещения витка уменьшаются и имеют минимальное значение на концевом участке в центре спирали.

Key words: scroll vacuum pump, scroll compressor, thermal deformations, heat exchange, elastic deformation, finite elements method, temperature distribution, clearance.

A method for calculation of profile and face clearances between the scrolls taking into consideration thermal deformations of scroll elements is presented. Initial data for calculation of thermal deformations of orbiting and fixed scrolls are temperature fields of all machine working elements surfaces. With the help of software Ansys deformations of orbiting and fixed scrolls in axial and radial directions are obtained. It is shown that the increase of evolute angle twisting and temperature increase result in wrap shifting decrease. This shifting is minimal at the end portion in the centre of the scroll.

Характеристики спиральных машин во многом определяются обратными перетеканиями газа, которые, в свою очередь, зависят от величины зазоров между подвижной и неподвижной спиралью. Поэтому минимизация профильных и торцевых зазоров – важнейшее направление на пути повышения эффективности рабочего процесса спиральных машин. Величины зазоров влияют на производительность спиральной машины. Это происходит как за счет уменьшения массы газа в рабочих полостях в результате утечек на всасывании, так и подогрева всасываемого газа в результате теплообмена с горячими элементами спиралей и массообмена с горячим газом, утекающим через зазоры из рабочих полостей.

Нагретые элементы спиралей, в свою очередь, подогревают всасываемый газ в местах их соприкосновения. Сжатие в этом случае происходит при более высокой температуре. Все это и повторное сжатие при перетечках в промежуточных рабочих полостях приводит к росту потребляемой мощности.

Но, пожалуй, самый чувствительный к величине зазоров параметр – предельное остаточное давление насосов вакуумных спиральных (НВСп). Увеличение профильного 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.

Таким образом, для повышения эффективности процесса сжатия необходимо стремиться к уменьшению зазоров в спиральной машине, однако чрезмерное их уменьшение может привести к заеданию профильных поверхностей спиралей, а в худшем случае к заклиниванию спиралей.

С целью обеспечения безаварийной работы величину минимальных зазоров необходимо назначать с учетом изменения зазоров в результате тепловых и силовых деформаций. Минимальный гарантированный зазор назначается исходя из бесконтактного движения подвижного спирального элемента в любых штатных условиях работы.

Силовые деформации спиралей незначительны ввиду малых нагрузок от газовых сил, а также конструктивной особенности спиральных машин, связанной с изгибной жесткостью спиралей [1, 2].

Определяющий вклад в изменение зазоров вносят тепловые деформации деталей спиральной машины. В работе [3] показано, что для назначения профильных зазоров между спиралью с учетом тепловых деформаций рабочих элементов на рассматриваемом угле поворота приводного вала ϕ необходимо знать значения изменения профильного зазора от радиальных тепловых деформаций неподвижной $\Delta\delta_{НСП}(\phi)$ и подвижной $\Delta\delta_{ПСП}(\phi)$ спиралей на этом угле.

Нахождение величины торцевого зазора между торцом пера одного спирального элемента и торцевым диском другого предполагает знание величин: $\Delta\delta_{СП}$ – изменение торцевого зазора от осевых тепловых деформаций одной из спиралей, $\Delta\delta_{ОСН}$ – изменение торцевого зазора от осевых тепловых деформаций прилегающего основания (торцевого диска) в точке с наибольшим осевым перемещением.

В настоящее время для определения напряжений и деформаций в элементах конструкций сложной формы, к которым относятся и спирали, широко используются численные методы. Среди таких методов наиболее практическое значение приобрел метод конечных элементов (программный комплекс ANSYS) [4, 5].

Уравнения упругости для линейных и угловых деформаций с учетом температурных деформаций имеют вид [6]

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha\Delta T, \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] + \alpha\Delta T, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha\Delta T,\end{aligned}\quad (1)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy}, \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz}, \gamma_{zx} = \frac{1}{G} \tau_{zx},$$

где $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ - линейные деформации в направлении x, y, z ; $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ - угловые деформации; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ - касательные напряжения; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ - нормальные напряжения в направлении x, y, z ; α - коэффициент линейного расширения материала; ΔT - изменение температуры при нагреве; E - модуль упругости; μ - коэффициент Пуассона; G - модуль сдвига. В обозначениях угловых деформаций и касательных напряжений содержится два нижних индекса: первый указывает направление нормали к площадке, второй - направление вектора касательных напряжений.

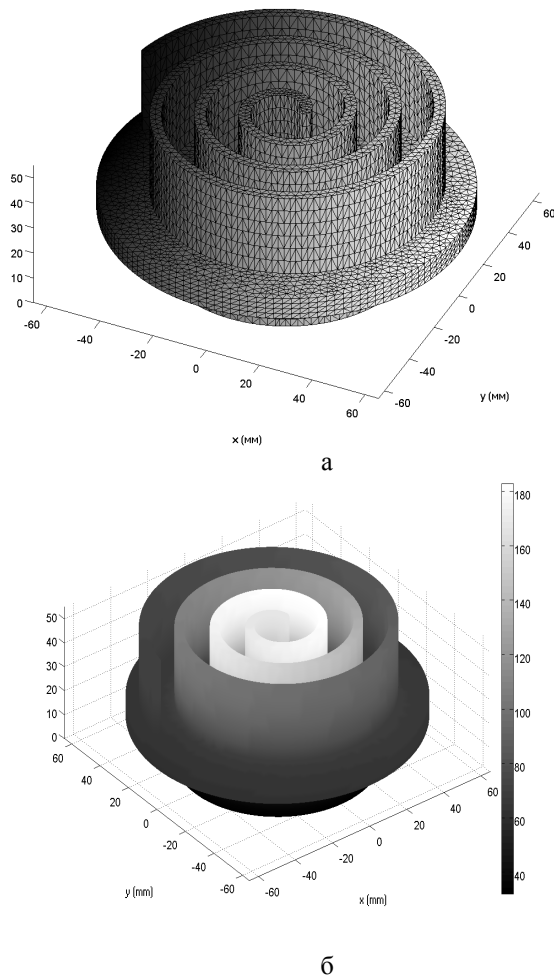


Рис. 1 – Общий вид трехмерной сетки (а) и тепловые поля (б) подвижного спирального элемента

Уравнения (1) выражают общую форму закона упругости (закона Гука). Уравнение (1) с граничными условиями аппроксимируется системой линейных алгебраических уравнений по методу конечных элементов. Предварительно на подвижной и неподвижной спиралах строится трехмерная призматическая сетка с треугольными основаниями (рис. 1а). Сетка адаптируется к поверхностям ребра спирали и основания. При аппроксимации уравнений используются изопараметрические элементы с узлами, расположенными в вершинах призмы.

Для расчета тепловых деформаций необходимо знать тепловые поля всех поверхностей рабочих элементов. Для этого используется методика расчета трехмерных температурных полей подвижной и неподвижной спиралей [7], основанная на решении уравнений теплопроводности (уравнений Лапласа), описывающих стационарное распределение температуры в спиралах

$$\Delta T_i(x) = 0, \quad x \in \Omega_i, \quad i = 1, 2., \quad (2)$$

где Ω_i - 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. Значение $i = 1$ соответствует неподвижной спирали, $i = 2$ - подвижной спирали, T_i - температура спирали. Граница Γ области Ω_i разбивается на две части $\Gamma = \Gamma_1 + \Gamma_2$, где Γ_1 - часть границы спирали, где температура задается, Γ_2 - часть границы, где задается граничное условие третьего рода, описывающее теплообмен с внешней средой.

Тепловые поля подвижной и неподвижной спиралей (рис. 2), рассчитанные по программе указанной методики, в виде массива, пересылаются в файл исходных данных программы расчета деформаций.

Полученные компоненты векторов деформаций с помощью команд постпроцессора программного комплекса ANSYS [4] в трехмерной постановке выводятся на экран в виде изолиний и полей.

Разработанная программа позволяет, на основе исходных данных, получить деформированное состояние подвижной и неподвижной спиралей в осевом и радиальном направлениях.

Результаты расчета представляются в виде распределения радиальных тепловых перемещений в сечении на середине высоты витка спиралей (для определения $\Delta \delta_{НСП}(\phi)$ и $\Delta \delta_{НСП}(\phi)$) и в виде распределения осевых тепловых перемещений в сечении по торцевой поверхности витка спиралей (для определения $\Delta \delta_{СП}$ и $\Delta \delta_{ОСН}$).

На рис. 2 - 5 представлены результаты расчета радиальных тепловых перемещений поверхностей спиралей, в местах касания, осевых тепловых перемещений спиралей и профильных зазоров воздушного спирального компрессора сухого сжатия [8], для режимов работы: охлаждаемый и неохлаждаемый (π - отношение давлений; n - число оборотов приводного вала; V_B - расход воды, охлаждающий с тыльной стороны неподвижную спираль). В данной машине использовались чугунные спиральные элементы.

Анализ общих результатов расчета радиальных тепловых перемещений витка спирали (рис. 3), на середине его высоты, позволяет сделать следующие выводы:

- перемещение витка происходит в условиях стеснения, сказывается влияние конструкции основания спирали на колебания кривой перемещений;
- величины перемещений по высоте витка, в сечении по его верхней кромке, достигают наибольших значений, в сечении по основанию - наименьших;

- с увеличением угла закрутки эвольвенты спирали и увеличением температуры перемещения витка уменьшаются и достигают минимального значения на свободном конце в центре спирали, что объясняется увеличением жесткости конструкции спирали в направлении от периферии к центру. Соответственно максимальные значения перемещений витка спирали наблюдаются со стороны свободного конца, на периферии спирали.

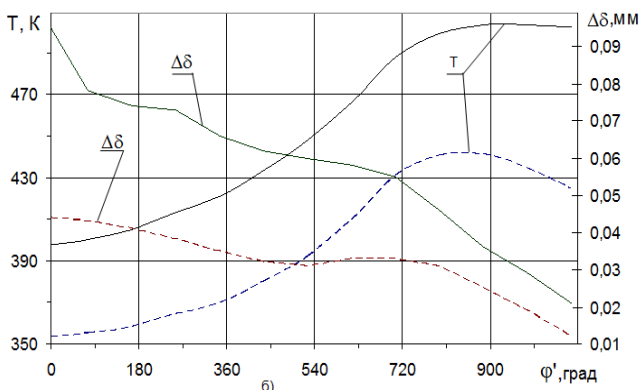
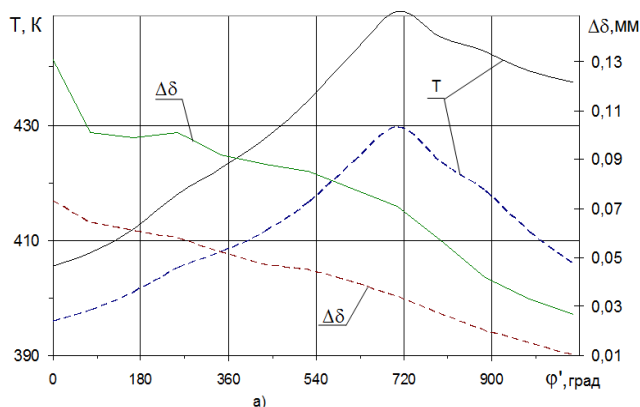


Рис. 2 - Зависимость радиальных тепловых перемещений поверхностей спиралей в местах касания и соответствующие им распределения температур от угла закрутки эвольвенты: а) $\pi=3$, $n=2500$ об/мин, $V_v=0$; б) $\pi=7$, $n=3000$ об/мин, $V_v=4$ л/мин

Перемещения витка на свободном конце, находящемся в центре спирали, составляют:

- для охлаждаемого режима от 0,012 до 0,021 мм, на периферии – от 0,044 до 0,095 мм;
- для неохлаждаемого, соответственно от 0,01 до 0,027 мм и от 0,073 до 0,131 мм.

Большие значения перемещений соответствуют подвижной спирали, меньшие – неподвижной, независимо от охлаждения, что объясняется особенностью конструкции спиральной машины.

Анализ результатов расчета осевых тепловых перемещений верхней кромки витка спирали (рис.4) позволяет сделать следующий вывод:

- с увеличением угла закрутки эвольвенты спирали и увеличением температуры перемещения спирали увеличиваются и достигают максимального значения в центре спирали, т. е. там, где температура

максимальна. Соответственно минимальные значения перемещений наблюдаются на периферии спирали.

- для неохлаждаемого режима перемещения в центре спирали составляют от 0,095 до 0,272 мм, на периферии – от 0,029 до 0,038 мм. Для охлаждаемого режима, соответственно, от 0,076 до 0,204 мм и от 0,005 до 0,025 мм. Большие значения наблюдаются для подвижной спирали, меньшие – для неподвижной, независимо от охлаждения.

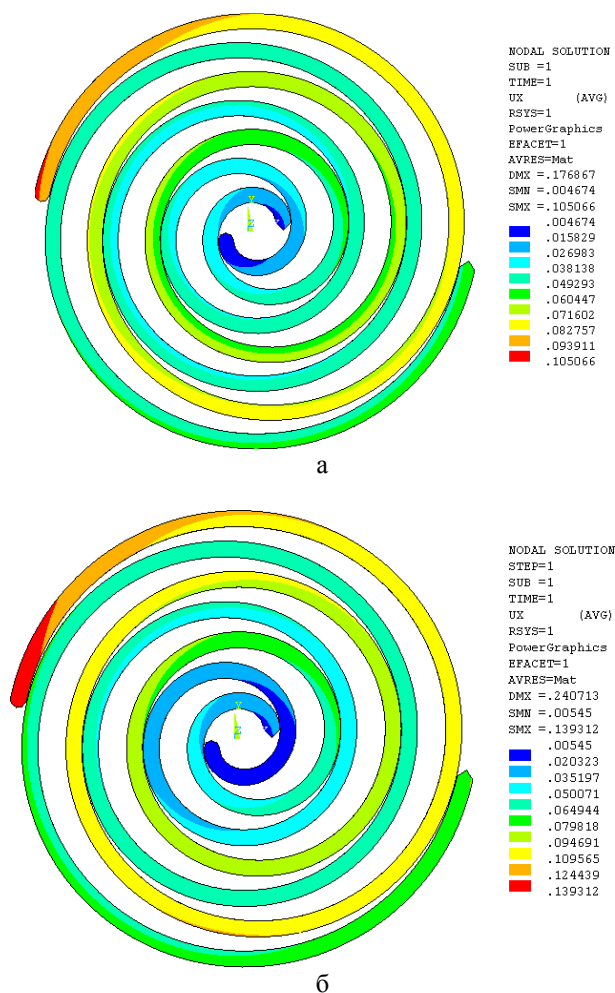
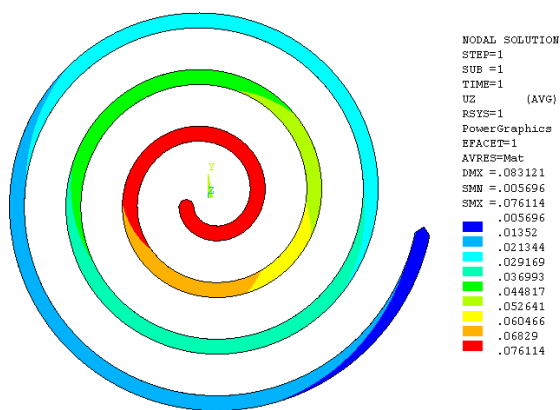


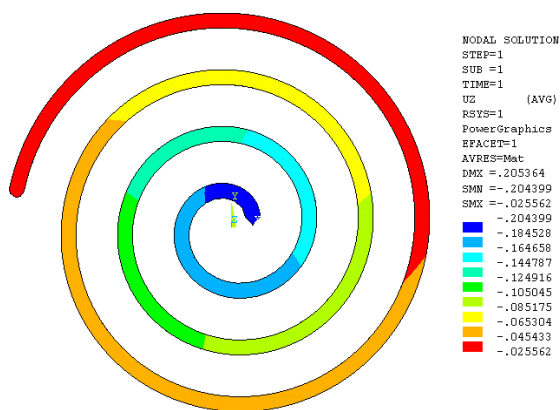
Рис. 3 - Результаты расчета радиальных тепловых перемещений спиралей на углу поворота вала $\phi=180^\circ$ и режиме работы компрессора: а) $\pi=7$, $n=3000$ об/мин, $V_v=4$ л/мин; б) $\pi=3$, $n=2500$ об/мин, $V_v=0$

На рис.5 представлены некоторые результаты расчета профильных зазоров по углу поворота вала компрессора ϕ . На рисунке сплошные линии соответствуют линии зацепления по внешней эвольвенте, штриховые - линии зацепления по внутренней эвольвенте. Анализ общих результатов расчета профильных зазоров позволяет сделать следующие выводы:

- величина профильного зазора на линии зацепления по внешней эвольвенте достигает максимального значения на периферии витка подвижной спирали, на углу поворота вала $\phi=0$ (составляет от 0,07 до 0,110 мм), а минимального значения - на углу поворота вала $\phi=1080^\circ$ (составляет от 0,04 до 0,065 мм).



а



б

Рис. 4 - Результаты расчета осевых тепловых перемещений спиралей на режиме работы компрессора: $\pi=7$, $n=3000$ об/мин, $V_v=4$ л/мин: а) неподвижная спираль; б) подвижная спираль

- изменение профильного зазора на линии зацепления по внутренней эвольвенте имеет противоположный характер. Максимальное значение профильного зазора соответствует углу поворота вала $\varphi=1080^\circ$ (составляет от 0,025 до 0,035 мм), минимальное значение - углу поворота вала $\varphi=0^\circ$ (составляет от 0,003 до 0,015 мм).

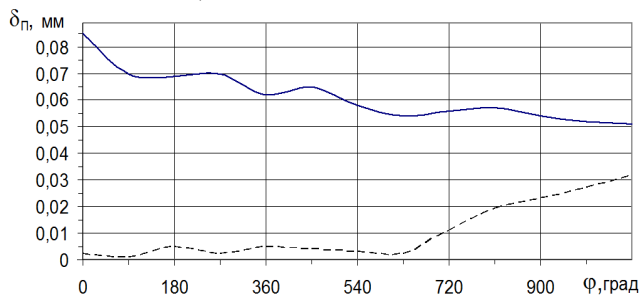


Рис. 5 - Зависимость профильных зазоров от угла поворота вала φ на режиме работы компрессора $\pi=7$, $n=3000$ об/мин, $V_v=4$ л/мин: линии зацепления: — внешняя эвольвента; - - - внутренняя эвольвента

Расчеты показали, что увеличение профильного зазора на периферийном участке витка подвижной спирали от 0,03 до 0,2 мм приводит к незначительному уменьшению коэффициента подачи (от 0,725 до 0,722).

Статья подготовлена в ФГБОУ ВПО «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 постановления Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года N 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства».

Литература

- 1 Ю.А. Паранин. Автореф. дисс. канд. техн. наук, Казанский национальный технологический ун-т, Казань, 2011. 18 с.
- 2 Райков, А.А. Радиальные и осевые газовые силы в безмасляных спиральных вакуумных насосах / А.А. Райков, М.Д. Бронштейн, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев // Вестник Казанского технологического университета. – 2014 , Т.17. - № 2- С. 267-270.
- 3 Паранин, Ю.А. Математическая модель рабочего процесса спиральных машин сухого сжатия в условиях сплошной среды. Часть 2. Изменение зазоров от тепловых и силовых деформаций / Ю.А. Паранин, Р.Р. Якупов, А.В. Бурмистров // Вестник Казанского технологического университета. – 2014 , Т.17. - № 1- С. 248-252.
- 4 Structural Analysis Solutions - ANSYS [Электронный ресурс] // ANSYS Inc. 2014. URL: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis>
- 5 Бруйка, В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учеб. пособ. / В.А. Бруйка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. - Самара: Самар, гос. техн. ун-т, 2010. - 271 с.
- 6 Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов: Учебное пособие.-М.:Наука,1986.-560с.
- 7 Паранин Ю.А. Численное моделирование тепловых полей спирального компрессора / Ю.А. Паранин, А.М. Карчевский, Р.З. Даутов, М.М. Карчевский, Е.М. Федотов // Компрессорная техника и пневматика. -2010.-№1.-с.2-8.
- 8 Паранин Ю.А. Экспериментальные исследования воздушного спирального компрессора без впрыска масла / Ю.А. Паранин, В.Н. Налимов, Е.Р. Ибрагимов // Компрессорная техника и пневматика. -2003.-№1.-с.11-13.