

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГЕРОТОРНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ РАСЧЕТЕ МИНИМАЛЬНО БЕЗОПАСНЫХ РАБОЧИХ ЗАЗОРОВ

В. А. Пронин¹, П. А. Белов¹, В. А. Цветков^{1,2}, М. Х. Джумаев¹

¹Университет ИТМО, Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

²АО «Уральский научный центр»,
Россия, 190005, г. Санкт-Петербург, ул. 7-я Красноармейская, д. 16, лит. А

Одной из ключевых задач при проектировании высокоеффективных винтовых компрессоров является обоснованное назначение рабочих зазоров, которые подвергаются значительным изменениям параметров вследствие тепловых и силовых деформаций рабочих органов компрессора в условиях эксплуатации. В работе методами численного моделирования проведена оценка тепловых деформаций рабочих элементов героторного винтового компрессора с внутренним зацеплением. Исследование основано на последовательном термоструктурном анализе в инженерном пакете ANSYS, включающем расчет стационарного температурного поля и последующее определение термоупругих деформаций. Установлено, что, несмотря на существенную величину тепловых деформаций, их согласованное направление приводит к незначительному результирующему изменению рабочих зазоров. На основе векторного анализа полей перемещений предложена методика назначения минимальных безопасных эксплуатационных зазоров. Разработанный подход позволяет численно оценить влияние тепловых деформаций рабочих органов компрессора при назначении минимально безопасных зазоров.

Ключевые слова: героторный винтовой компрессор, тепловые деформации, роторы, внутреннее зацепление, зазоры, конечно-элементный анализ, ANSYS.

Для цитирования: Пронин В. А., Белов П. А., Цветков В. А., Джумаев М. Х. Оценка влияния тепловых деформаций основных элементов героторного винтового компрессора при расчете минимально безопасных рабочих зазоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 13–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-13-21. EDN: ZNMXEX.



Пронин В. А., Белов П. А., Цветков В. А., Джумаев М. Х., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

EVALUATION OF THE EFFECT OF THERMAL DEFORMATIONS OF THE MAIN ELEMENTS OF A GEROTOR SCREW COMPRESSOR IN CALCULATING THE MINIMUM SAFE OPERATING CLEARANCES

В. А. Пронин¹, П. А. Белов¹, В. А. Цветков^{1,2}, М. Н. Джумаев¹

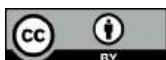
¹ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Lomonosova St., 9, 191002

²AUO "Ural Scientific Center", Russia, Saint Petersburg, 7th Krasnoarmeyskaya St., 16, lit. A, 190005

One of the key tasks in the design of high-efficiency screw compressors is the reasonable assignment of working gaps, which are subject to significant thermal deformations under operating conditions. In the presented work, the thermal deformations of the working elements of a gerotor screw compressor with internal gearing are estimated using numerical modeling methods. The study is based on sequential thermal structural analysis in the ANSYS engineering package, which includes the calculation of a stationary temperature field and the subsequent determination of thermoelastic deformations. It is established that, despite the significant magnitude of thermal deformations, their consistent direction leads to a slight resulting change in the working gaps. Based on the vector analysis of displacement fields, a method for assigning minimum safe operational gaps is proposed. The developed approach makes it possible to optimize the design of gerotor compressors by assigning gaps without the risk of jamming, which leads to increased energy efficiency.

Keywords: gerotor screw compressor, thermal deformations, rotors, internal engagement, gaps, finite element analysis, ANSYS.

For citation: Pronin V. A., Belov P. A., Tsvetkov V. A., Dzhumaev M. H. Evaluation of the effect of thermal deformations of the main elements of a gerotor screw compressor in calculating the minimum safe operating clearances. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 13–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-13-21. EDN: ZNMXEX.



© Pronin V. A., Belov P. A., Tsvetkov V. A., Dzhumaev M. H., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Эксплуатационные характеристики винтовых компрессоров существенно зависят от распределения рабочих зазоров в условиях сложных режимов эксплуатации. В процессе сжатия рабочие органы подвергаются значительным газовым силам и неравномерному тепловому расширению, что вызывает упругие деформации и изменение геометрии сопрягаемых элементов. Данные факторы определяют требования к номинальным зазорам, которые, с одной стороны, должны гарантировать бесконтактную работу и предотвращать заклинивание, а с другой — минимизировать протечки газа в рабочей области. Последние являются доминирующим источником потерь, снижающих объемную эффективность и ухудшающих термодинамические характеристики процесса сжатия. Следовательно, задача прогнозирования и обеспечения минимально возможных, но функционально безопасных зазоров в условиях эксплуатации является фундаментальной задачей для проектирования высокоэффективных и надежных винтовых компрессоров [1–2]. Данное исследование сфокусировано на оценке влияния именно тепловых деформаций рабочих органов компрессора как одного из ключевых факторов, который определяет изменение геометрии сопрягаемых элементов при рабочих температурах, что позволяет выделить их значение при определении минимально безопасных рабочих зазоров.

В существующих исследованиях, показано, что для винтовых компрессоров тепловые деформации могут достигать 0,03–0,1 мм, что сравнимо с величиной номинальных рабочих зазоров [3–4].

Особое место в ряду объемных компрессоров занимает героторная винтовая машина, отличающаяся внутренним зацеплением роторов. Эта конструкция считается перспективным направлением развития технологий объемного компримирования газа. Рабочая пара состоит из внутреннего ротора, имеющего внешние винтовые зубья, и внешнего ротора с внутренними зубьями. Каждый ротор вращается относительно своей продольной оси. В поперечном сечении их взаимодействие описывается циклоидальным зацеплением [5]. Соприкасающиеся по сложным пространственным траекториям поверхности роторов формируют систему изолированных камер. При вращении эти камеры последовательно уменьшают свой объем, перемещаясь от зоны всасывания к зоне нагнетания, чем и обеспечивается сжатие газа [5–8]. Применение внутреннего зацепления в сочетании с передовыми производственными методиками открывает для таких компрессоров потенциал превзойти традиционные винтовые и спиральные аналоги по ряду показателей, включая удельную энергоэффективность, массогабаритные характеристики и уровень генерируемого шума [5].

Однако, несмотря на схожесть физических процессов, применительно к героторным винтовым компрессорам (рис. 1) с их сложной геометрией контактирующих поверхностей роторов, эта задача требует специального рассмотрения.

Объект исследования и рассматриваемые зазоры

Объектом исследования является героторный винтовой компрессор для сжатия различных газов в диапазоне низких и средних давлений.

Особенностью конструкции такой машины является формирование рабочих камер за счёт циклоидального зацепления внутреннего и внешнего роторов [5–8], что предъявляет повышенные требования к точности профилирования и назначению рабочих зазоров.

Исследование проведено для компрессора со следующими параметрами рабочего процесса:

— рабочая среда — воздух;

— давление всасывания (атмосферное давление) $P_{\text{вс}} = 0,1 \text{ МПа}$;

— температура окружающей среды (температура всасывания) $T_{\text{вс}} = 20^\circ\text{C}$;

— давление нагнетания $P_{\text{нг}} = 0,4 \text{ МПа}$;

— температура нагнетания $T_{\text{нг}} = 80^\circ\text{C}$;

Геометрические параметры роторов:

— описывающий диаметр внутреннего ротора $D_1 = 80 \text{ мм}$;

— число зубьев внутреннего ротора $z_1 = 2$;

— описывающий диаметр внешнего ротора $D_2 = 100 \text{ мм}$;

— число зубьев внешнего ротора $z_2 = 3$;

— длина роторов $L = 200 \text{ мм}$;

— эксцентриситет $e = 10 \text{ мм}$.

При анализе тепловых деформаций рассматривались три типа зазоров, определяющих функциональную надежность и герметичность компрессора (рис. 2–3):

X_1 — радиальный зазор внешней поверхности вершин зубьев внутреннего ротора и внутренней поверхностью впадин зубьев внешнего ротора по всей длине линий контакта;

X_2 — радиальный зазор между внешней поверхностью впадин зубьев внутреннего ротора и внутренней поверхностью вершин зубьев внешнего ротора по всей длине линий контакта;

X_3 — зазор между комплектом уплотнительных колец торцевой части патрубка нагнетания и цилиндрической поверхностью внешнего ротора.

Методология оценки тепловых деформаций на основе конечно-элементного анализа

Современные подходы к решению инженерных проектно-конструкторских и научных задач базируются на методах численного моделирования, в частности, с применением программных комплек-

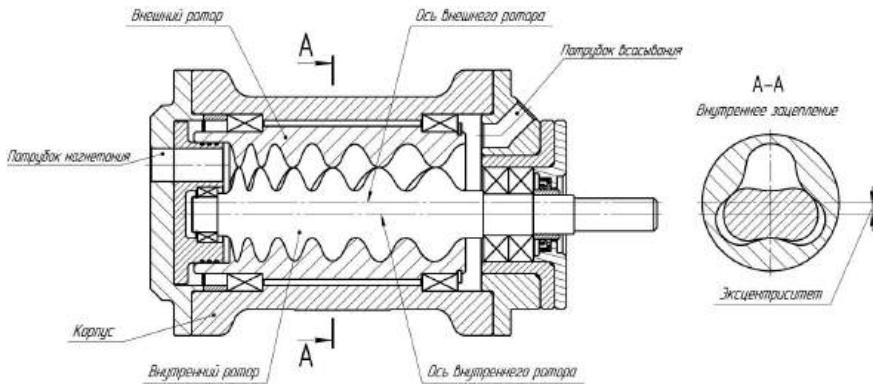


Рис. 1. Конструкция героторного винтового компрессора
 Fig. 1. Design of the gerotor screw compressor

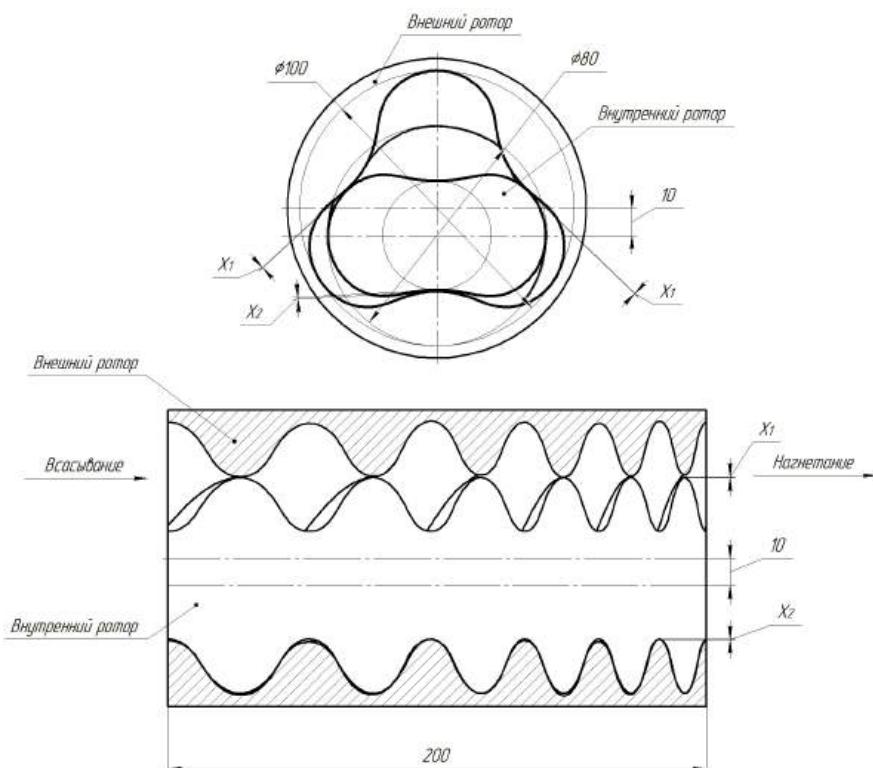


Рис. 2. Зазоры X_1 и X_2
 Fig. 2. X_1 and X_2 gaps

сов [9–11]. Использование САЕ-систем (Computer-Aided Engineering) стало неотъемлемой частью процесса проектирования сложных технических устройств, позволяя проводить виртуальные испытания и оптимизацию конструкций без дорогостоящих натурных экспериментов.

Для оценки тепловых деформаций рабочих элементов героторного компрессора была применена методология последовательного связанного термоструктурного анализа, реализованная в инженерном программном комплексе ANSYS. Данный подход позволяет учесть взаимное влияние тепловых и механических полей. Сначала рассчитывается стационарное температурное поле, которое затем используется в качестве тепловой нагрузки в структурном анализе для определения возникающих деформаций и напряжений [3, 12–14].

Процесс моделирования состоял из нескольких ключевых этапов, логическая структура которых представлена на рис. 4:

1. Подготовительный этап и задание свойств материалов.

Исследование начинается с формирования библиотеки конструкционных материалов в модуле Engineering Data. Для каждого компонента модели (внутренний и внешний роторы, патрубок нагнетания) задаются термофизические свойства, необходимые для теплового анализа (плотность, теплопроводность, удельная теплоемкость), и механические характеристики, используемые в структурном анализе (модуль Юнга, коэффициент Пуассона, коэффициент линейного расширения), которые представлены в табл. 1.

2. Импорт и подготовка геометрической модели.

На данном этапе осуществляется импорт геометрии рабочих элементов, созданной в специализированной CAD-системе (Computer-Aided Design) — КОМПАС-3D. Геометрия импортируется в среду численного моделирования ANSYS, где про-

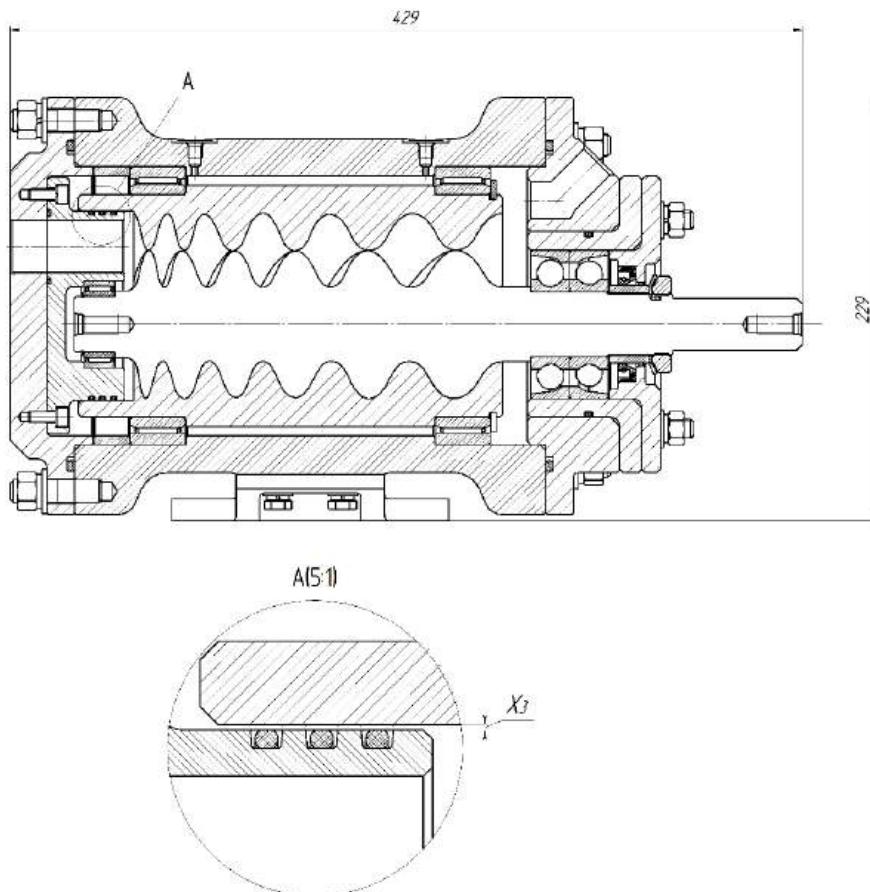


Рис. 3. Зазор X_3
Fig. 3. X_3 gap

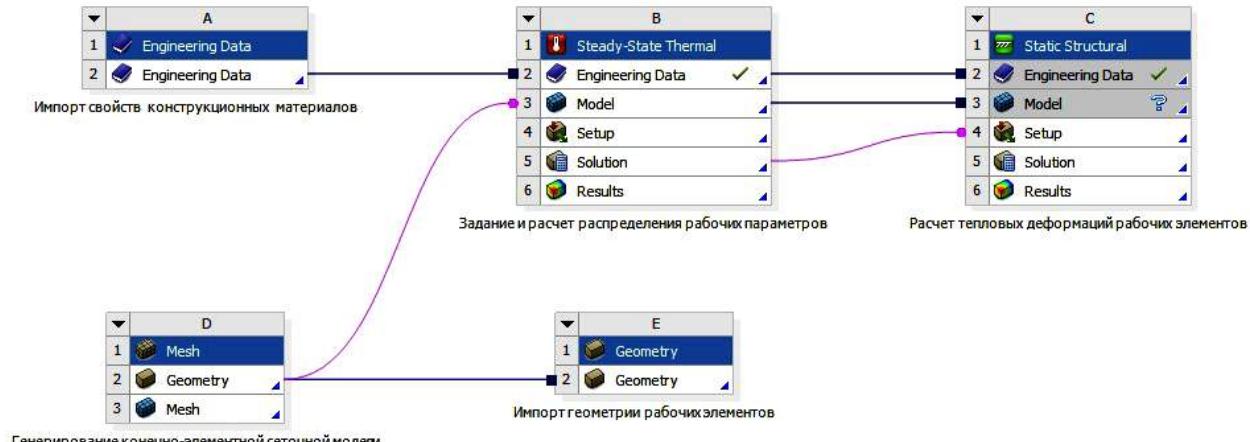


Рис. 4. Структура расчета тепловых деформаций
Fig. 4. Calculation structure of thermal deformations

водится ее упрощение и подготовка для построения конечно-элементной сетки. Удаляются несущественные для анализа элементы (фаски, скругления малого радиуса), которые могут усложнить сетку без заметного влияния на точность результатов [15].

3. Стационарный тепловой анализ (Steady-State Thermal).

Первый этап конечно-элементного моделирования начинается с расчета распределения температур. Он выполняется в модуле Steady-State Thermal и включает следующую последовательность:

Model. В рамках геометрической модели создается конечно-элементная сетка. Особое внимание уделяется сгущению сетки в зонах ожидаемых вы-

соких температурных градиентов — вблизи патрубка нагнетания и в области контакта роторов.

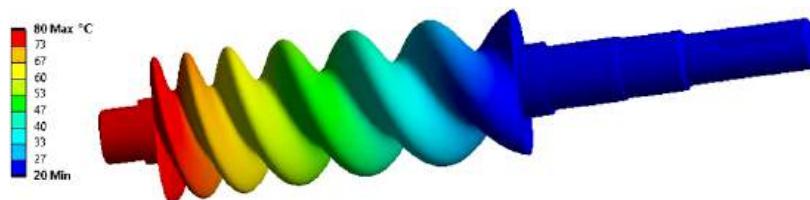
Setup. Задаются граничные условия, описывающие тепловой режим работы компрессора. К ним относятся статическая температура на входном (всасывание) и выходном (нагнетание) частях компрессора, а также условия конвективного теплообмена на внешних поверхностях корпуса компрессора с окружающей средой.

Solution. Производится решение нелинейной задачи стационарного теплопереноса.

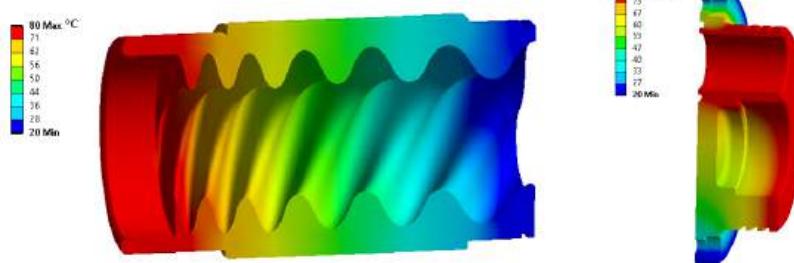
Results. По завершении расчета анализируется полученное поле температур. Визуализируется распределение температуры по всем расчетным ком-

Таблица 1. Свойства материалов для исполнения рабочих элементов
 Table 1. Properties of materials for execution of working elements

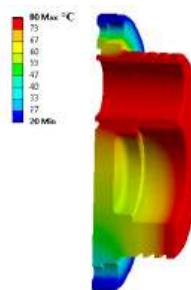
Параметр	Материал				
	Сталь 40Х	Бронза БрОФ10-1	Латунь ЛМц58-2	Полиамид 6	Фторпласт-4
Плотность, кг/м ³	7820	8750	8400	1130	2200
Коэффициент Пуассона	0,3	0,34	0,33	0,4	0,46
Модуль упругости, ГПа	200	110	105	2,5	0,5
Коэффициент линейного расширения, 1/К	$12 \cdot 10^{-6}$	$18 \cdot 10^{-6}$	$20 \cdot 10^{-6}$	$80 \cdot 10^{-6}$	$100 \cdot 10^{-6}$
Теплопроводность, Вт/м · К	48	49	110	0,3	0,25
Удельная теплоёмкость, Дж/(кг · К)	490	380	400	1700	1050



а)



б)



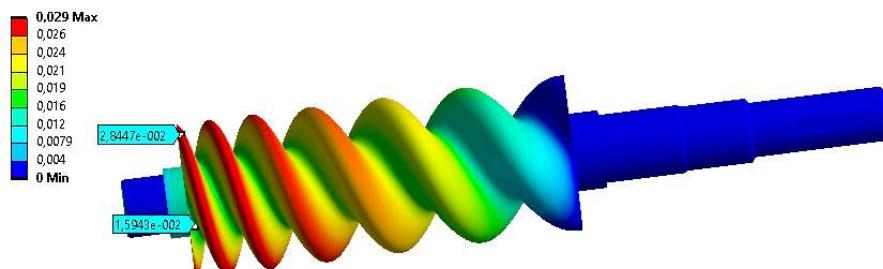
в)

Рис. 5. Распределение температур:

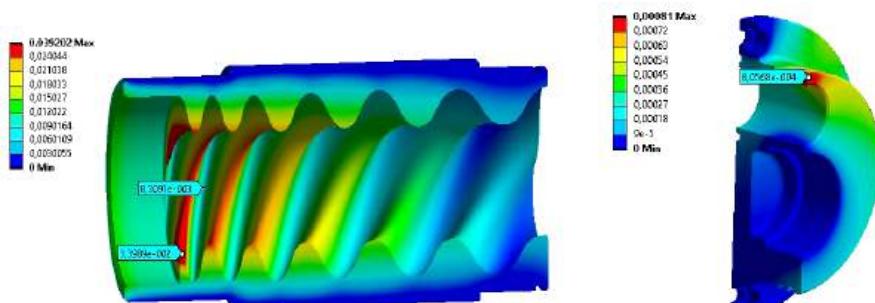
а — внутренний ротор; б — внешний ротор; в — патрубок нагнетания

Fig. 5. Temperature distribution:

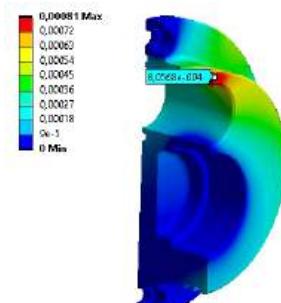
а — internal rotor; б — external rotor; в — discharge pipe



а)



б)



в)

Рис. 6. Распределение деформаций:

а — внутренний ротор; б — внешний ротор; в — патрубок нагнетания

Fig. 6. Distribution of deformations:

а — internal rotor; б — external rotor; в — discharge pipe

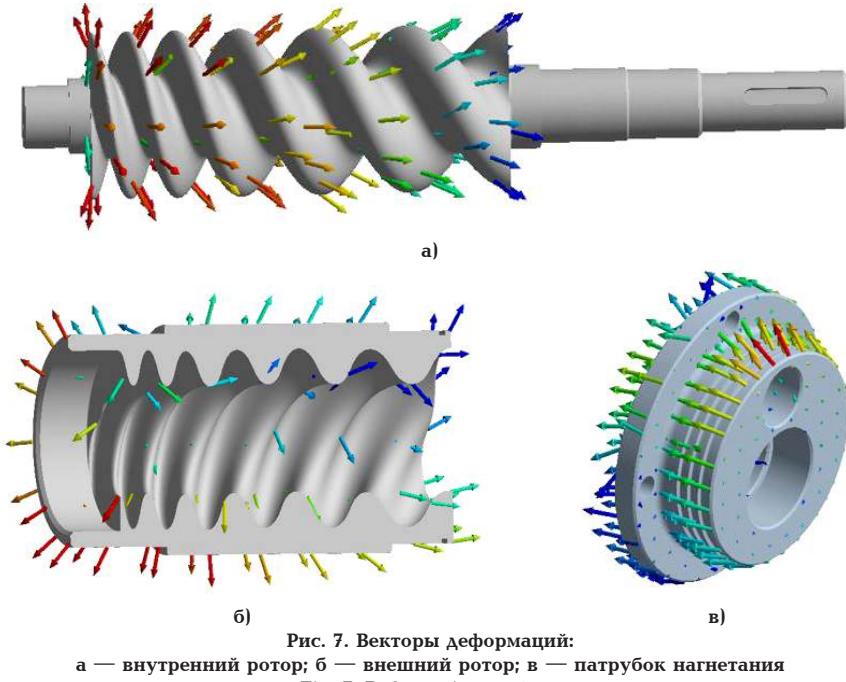


Рис. 7. Векторы деформаций:
а — внутренний ротор; б — внешний ротор; в — патрубок нагнетания
Fig. 7. Deformation vectors:
a — internal rotor; b — external rotor; c — discharge pipe

понентам, что позволяет идентифицировать зоны максимального нагрева (рис. 5).

4. Статический структурный анализ (Static Structural).

На этапе статического структурного анализа производится оценка деформаций и напряжений, возникающих в результате совместного воздействия тепловых и механических нагрузок. При этом следует подчеркнуть, что в рамках данной работы основное внимание уделено моделированию тепловых деформаций. Механические деформации от давления газа и возможные смещения роторов, безусловно, также влияют на рабочие зазоры, но их учёт требует отдельного комплексного исследования.

Рассчитанное стационарное температурное поле в модуле Steady-State Thermal импортируется в качестве тепловой нагрузки, что позволяет учесть эффект термического расширения материалов.

Engineering Data. Используются те же механические свойства материалов, заданные на подготовительном этапе.

Model. Для обеспечения согласованности результатов применяется конечно-элементная сетка, идентичная использованной в тепловом анализе. Такой подход гарантирует корректный перенос температурных данных в узлы сетки и минимизирует погрешности интерполяции.

Setup. Помимо импортированного температурного поля, задается комплекс механических граничных условий:

— давление рабочей среды на поверхности роторов и внутренних полостей, распределенное в соответствии с рабочим процессом компрессора;

— условия закрепления, моделирующие опорные узлы (подшипники качения) с учетом их радиальных и осевых степеней свободы;

— контактные взаимодействия в зонах потенциального соприкосновения элементов.

Solution. Выполняется решение задачи статической прочности с учетом термоупругих деформаций.

Results. Визуализируются и количественно оцениваются результирующие поля полных деформаций (рис. 6) и векторы перемещений (рис. 7). Анализ направлений деформаций позволяет прогнозировать изменение зазоров (X_1 , X_2 , X_3) в рабочей части компрессора.

Полученные данные позволяют не только оценить текущее состояние зазоров, но и прогнозировать их изменение в различных эксплуатационных режимах, что является основой для разработки методики назначения минимальных безопасных зазоров.

Результаты расчета и назначение зазоров

Проведенный стационарный тепловой анализ позволил получить картину распределения температур в рабочих органах компрессора. Установлено, что температурное поле имеет выраженный градиент вдоль оси роторов — от зоны всасывания с температурой 20 °C до зоны нагнетания, где температура достигает 80 °C.

В последующем структурном анализе, использующем рассчитанное температурное поле в качестве тепловой нагрузки, были получены количественные значения термоупругих деформаций (табл. 2). Анализ результатов выявил существенную зависимость деформаций от термофизических свойств материалов.

Для металлических материалов (сталь 40Х, бронза БрОФ10-1, латунь АМц58-2) величины деформаций составили 0,03–0,06 мм, что сопоставимо с диапазоном эксплуатационных зазоров, характерных для винтовых компрессоров [3–4]. Наибольшие деформации наблюдаются у латуни (0,06 мм для внешнего ротора), что объясняется высоким коэффициентом линейного расширения ($20 \cdot 10^{-6}$ 1/K). Минимальные значения зафиксированы у стали 40Х (0,029 мм для внутреннего ротора) благодаря сочетанию низкого коэффициента расширения и высокой теплопроводности.

Для полимерных материалов (полиамид 6, фторопласт-4) деформации увеличиваются до 0,18–

Таблица 2. Значения тепловых деформаций
 Table 2. Values of thermal deformations

Материал	Деформация конструктивного элемента, мм		
	Внутренний ротор	Внешний ротор	Патрубок нагнетания
Сталь 40Х	0,029	0,039	0,00041
Бронза БрОФ10-1	0,043	0,059	0,00081
Латунь АМц58-2	0,045	0,06	0,00095
Полиамид 6	0,18	0,25	0,0024
Фторопласт 4	0,27	0,43	0,0037

0,43 мм, что в 4–7 раз превышает показатели металлических аналогов. Столь значительные перемещения обусловлены эффектом низкой теплопроводности (0,25–0,30 Вт/м·К) и высокого коэффициента линейного расширения (80–100·10⁻⁶ 1/К). Максимальная деформация 0,43 мм зафиксирована у фторопласта-4 для внешнего ротора, что делает данный материал непригодным для использования в изготовлении роторов.

Особый интерес представляет анализ пространственного распределения деформаций. Внутренний ротор демонстрирует преимущественно радиальное расширение с максимальными перемещениями в зоне вершин зубьев. Внешний ротор испытывает сложное деформирование с сочетанием радиального расширения, что особенно выражено в зонах контакта с патрубком нагнетания. Патрубок нагнетания показывает минимальные абсолютные деформации (0,00041–0,0037 мм), однако его влияние на общую картину зазоров важно из-за непосредственного контакта с внешним ротором.

Полученные результаты подтверждают необходимость учета не только абсолютных величин деформаций, но и их пространственного распределения и взаимной ориентации при назначении зазоров героторных винтовых компрессоров.

Ключевым аспектом анализа является не столько абсолютная величина деформаций, сколько их векторное направление. Проведенный векторный анализ полей перемещений (рис. 7) показал, что тепловое расширение внутреннего и внешнего роторов, а также патрубка нагнетания имеет однородный радиальный характер. Это приводит к частичной компенсации взаимных деформаций и, как следствие, к сохранению рабочей формы зацепления при повышенных температурах. Таким образом, результирующее изменение радиальных зазоров оказывается существенно меньше, чем индивидуальные значения термических деформаций каждого элемента.

Поэтому минимальный зазор возможно назначить по разнице наибольшего и наименьшего значения деформации. Однако необходимо учесть неравномерность этого изменения, поэтому к такому значению следует добавить зазор изготовления по второму классу точности [16].

На основании анализа направлений перемещений разработан алгоритм назначения эксплуатационных зазоров, учитывающий компенсирующий характер тепловых деформаций. Минимальный без-

Таблица 3. Назначение зазоров
 Table 3. Gaps assignment

Конструктивный элемент	Конструктивный элемент		
	Внутренний ротор	Внешний ротор	Патрубок нагнетания
Материал	Сталь 40Х	Бронза БрОФ10-1	Бронза БрОФ10-1
Деформация, мм	0,029	0,059	0,00081
Технологический зазор, мм	0,01	0,012	0,012
Назначенный зазор, мм	$X_1 = 0,04$	$X_2 = 0,04$	$X_3 = 0,041$

опасный зазор определяется как функция разности максимальных деформаций сопряженных поверхностей с учётом технологического допуска:

$$X = \delta_{\max 1} - \delta_{\max 2} + \delta_{\text{tex}} \quad (1)$$

где $\delta_{\max 1}$ и $\delta_{\max 2}$ — максимальная деформация сопряженных поверхностей элементов в зоне контакта; δ_{tex} — технологический зазор, определяемый допусками на изготовление (для второго класса точности).

Однако нужно учесть, что при применении однотипных материалов для внутреннего и внешнего роторов и патрубка нагнетания, имеющих меньшие деформации из исследуемых марок (например, сталь – сталь), наблюдается тепловое расширение элементов в одном направлении с минимальными значениями. Это приводит к суммарному сокращению рабочего зазора и повышает риск контактирования и прилипания поверхностей при длительной эксплуатации. Также использование однотипных материалов ухудшает трибологические характеристики сопряжения: в парах одинаковых металлов возникает тенденция к адгезионному износу и заедкам вследствие близких значений твёрдости и поверхностной энергии [17].

Для предотвращения этих эффектов и стабилизации эксплуатационного зазора рекомендуется применять разноименные материалы роторов, отличающиеся по теплофизическими и антифрикционным свойствам. Наиболее рациональной комбинацией является использование внешнего ротора, патрубка нагнетания из бронзы БрОФ10-1 и внешнего ротора из стали 40Х. В этом случае при нагреве внутренний ротор расширяется несколько меньше, чем внешний, что обеспечивает гарантированный зазор. Одновременно бронза БрОФ10-1 обладает высокими антифрикционными свойствами при работе со сталью, что снижает вероятность прихвата и повышает износостойкость пары трения.

На основании оценки материалов и проведенного векторного анализа деформаций по разработанной методике были назначены безопасные эксплуатационные зазоры (табл. 3).

Для критических зон контакта роторов (X_1 и X_2) установлен зазор 0,04 мм, а для узла уплотнения (X_3) — 0,041 мм. Данные значения включают как величину и направление тепловых деформаций, так и технологические допуски на изготовление, что в комплексе обеспечивает бесконтактную работу

и высокую герметичность компрессора в рабочих условиях.

Следует отметить, что предложенная методика и рассчитанные зазоры учитывают в первую очередь тепловые деформации. На реальные эксплуатационные зазоры также могут влиять неравномерные упругие деформации от давления рабочей среды, осевые смещения роторов и другие факторы, которые в данной работе не рассматривались. Однако учёт именно тепловых деформаций является важным этапом проектирования, позволяющим выделить и минимизировать связанные с ними риски.

Заключение

В рамках проведенного исследования разработана комплексная методология численной оценки тепловых деформаций рабочих элементов героторного винтового компрессора. Метод основан на последовательном связанным термоструктурном анализе в среде ANSYS, что позволяет с высокой достоверностью учесть взаимное влияние стационарного температурного поля и возникающих механических напряжений.

Ключевым результатом работы является количественная оценка влияния теплового расширения на рабочие зазоры. Расчеты показали, что, несмотря на значительную величину термических деформаций основных компонентов (роторов и патрубка нагнетания), их односторонний характер приводит к сравнительно небольшому результирующему изменению зазоров.

Представленная методология обеспечивает подход к прогнозированию изменения зазоров рабочих элементов компрессора, обусловленных тепловыми деформациями. Полученные результаты демонстрируют значимость теплового фактора и позволяют предложить методику назначения безопасных зазоров с его учётом. Последовательная модель теплового и структурного анализов позволяет с высокой точностью оценить величину и направление тепловых деформаций, что является необходимым условием для обоснованного назначения безопасных рабочих зазоров и оптимизации конструкции героторного винтового компрессора.

Для разработки уточненной методики определения минимально безопасных рабочих зазоров в проточной части героторного винтового компрессора в следующих исследованиях необходимо учесть совместное влияние других факторов, таких как силовые нагрузки на опоры компрессора и осевые смещения роторов.

Список источников / References

1. Сакун И. А. Винтовые компрессоры: основы теории, методы расчета, конструкции. Ленинград: Машиностроение, 1970. 400 с.
2. Sakun I. A. Vintovyye kompressory: osnovy teorii, metody rascheta, konstruktsii [Screw compressors: Fundamentals of theory, calculation methods, design]. Leningrad, 1970. 400 p. (In Russ.).
3. Wang Y., Xiong L., Feng D., Research Progress on the Manufacturing of Screw-Shaped Parts in Screw Compressors. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 5. P. 1945. DOI: 10.3390/app14051945.
4. Пронин В. А., Жигновская Д. В., Цветков В. А., Кованов А. В. Методы численного моделирования тепловых деформаций рабочих органов винтового однороторного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2021. № 4. С. 12–17. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-12-17. EDN: RPPFXO.
5. Pronin V. A., Zhignovskaya D. V., Tsvetkov V. A., Kovannov A. V. Metody chislennogo modelirovaniya teplovyykh deformatsiy rabochikh organov vintovogo odnorotornogo kompressora [Methods of numerical simulating thermal deformations of working bodies for a screw single-rotor compressor]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 4. P. 12–17. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-12-17. EDN: RPPFXO. (In Russ.).
6. Zhang Z., Wu W. Numerical investigation of thermal deformation of meshing pairs in single screw compressor. *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 188. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116614.
7. Li D., He Z., Chen X. [et al.]. Meshing pair geometry of the intersecting-axis internally geared screw compressor. *International Journal of Refrigeration*. 2025. Vol. 169. P. 166–183. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.10.012.
8. Lu Y., Balodimos N., Calder B. [et al.]. Experimental Study of conical rotary compressor for high pressure ratio applications. *13th International Conference on Compressors and their Systems. ICCS 2023*. Springer Proceedings in Energy. Springer, Cham. 2023. P. 515–525. DOI: 10.1007/978-3-031-42663-6_42.
9. Tsvetkov V. A., Pronin V. A., Zhilkin A. Y. [et al.]. Theoretical confirmation of energy-efficient regulation of volumetric capacity of a screw single-rotor compressor by a regulator in the form of a rotary control ring. *11th International Conference on Industrial Engineering ICIE 2025. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2026. P. 83–94. DOI: 10.1007/978-3-032-04273-6_8.
10. Tsvetkov V. A., Pronin V. A., Kovanov A. V. [et al.]. Design improvement of the In-Built regulator of volumetric capacity of single screw compressor. *10th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2025. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2024. P. 49–59. DOI: 10.1007/978-3-031-65870-9_6.
11. Цветков В. А., Пронин В. А., Иванов Л. В., Белов П. А. Совершенствование конструкции внутреннего регулятора объемной производительности винтового однороторного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2024. № 2. С. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-3-12. EDN: JTLBCK.
12. Chuang W., Bingqi W., Mingkun L., Ziwen X. A review of recent research and application progress in screw machines. *Machines*. 2022. Vol. 10, no. 1. P. 22. DOI: 10.3390/machines10010062.
13. Позевалкин В. В., Поляков А. Н. Реализация цифровой модели тепловых характеристик на основе температурного

поля // Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don). 2024. Т. 24, № 2. С. 178 – 189. DOI: 10.23947/2687-1653-2024-24-2-178-189. EDN: EYQXQZ.

Pozhevalkin V. V., Polyakov A. N. Realizatsiya tsifrovoy modeli teplovyykh kharakteristik na osnove temperaturnogo polya [Implementation of a digital model of thermal characteristics based on the temperature field]. Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don). 2024. Vol. 24, no. 2. P. 178 – 189. DOI: 10.23947/2687-1653-2024-24-2-178-189. EDN: EYQXQZ. (In Russ.).

14. Yakupov R. R., Mustafin T. N., Khamidullin M. S., Khisameev I. G., Alyayev V. A. Comparison of Methods for Calculating Thermal Deformations of Screw Compressor Rotors. AIP Conference Proceedings. 2020 Vol. 2285. 030017. DOI: 10.1063/5.0027287.

15. Осипов Э. В., Хоменко А. А., Осипова Л. Э. Применение специализированных программных комплексов для автоматизации инженерных расчетов оборудования // Программные продукты и системы. 2025. Т. 38, № 1. С. 134 – 142. DOI: 10.15827/0236-235X.149.134-142. EDN: RPIPIS.

Osipov E. V., Khomenko A. A., Osipova L. E. Primeneniye spetsializirovannykh programmnykh kompleksov dlya avtomatizatsii inzhenernykh raschetov oborudovaniya [Applying specialized software packages to automate engineering equipment calculation]. Programmnyye produkty i sistemy. Software & Systems. 2025. Vol. 38, no. 1. P. 134 – 142. DOI: 10.15827/0236-235X.149.134-142. EDN: RPIPIS. (In Russ.).

16. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1969. 744 с.

Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktsii i osnovy proyektirovaniya. 3rd ed., revised and supplemented. Moscow, 1969. 744 p. (In Russ.).

17. Mitrofanov A. P., Zhitnikov K. O. [et al.]. Experimental modeling of contact interaction of an abrasive tool with machined material for rational choice of lubricating medium. Journal of Friction and Wear. 2025. Vol. 46, no. 2. P. 177 – 187. DOI: 10.3103/S1068366625700357.

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

ORCID: 0000-0002-9278-5903

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Адрес для переписки: maior.pronin@mail.ru

БЕЛОВ Павел Андреевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: mr.beloff99@gmail.com

ЦВЕТКОВ Вадим Александрович, кандидат технических наук, доцент образовательного центра

«Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург; доцент АНО «Уральский научный центр», г. Санкт-Петербург. AuthorID (РИНЦ): 8455-6307

ORCID: 0000-0003-4357-0022

Адрес для переписки: wadimtsvetkov@mail.ru

ДЖУМАЕВ Мухаммед Хемраевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: genri001@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 11.10.2025; одобрена после рецензирования 29.10.2025; принята к публикации 17.11.2025.

PRONIN Владимир Александрович, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

ORCID: 0000-0002-9278-5903

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

BELOV Pavel Andreevich, Postgraduate of the "Energy Efficient Engineering Systems" Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: mr.beloff99@gmail.com

TSVETKOV Vadim Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, Assistant of the "Energy Efficient Engineering Systems" Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg; Associate Professor at the AUO "Ural Scientific Center", Saint Petersburg.

AuthorID (RSCI): 8455-6307

ORCID: 0000-0003-4357-0022

Correspondence address: wadimtsvetkov@mail.ru

DZHUMAEV Mohammed Khemraevich, Postgraduate of the "Energy Efficient Engineering Systems" Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: genri001@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 11.10.2025; approved after reviewing 29.10.2025; accepted for publication 17.11.2025.