

Численное исследование напряженно-деформированного состояния трехступенчатого модельного компрессора ГПА с учетом тепловых и газодинамических нагрузок

Е.В. Мехоношина¹, А.Ф. Шмаков¹, В.Я. Модорский¹

Пермский национальный исследовательский политехнический университет¹

При возникновении вибраций в валопроводе ГПА важную роль могут играть газодинамические процессы в проточном тракте компрессора. В данной работе представлены результаты численного исследования напряженно-деформированного состояния трехступенчатого компрессора ГПА с учетом тепловых и газодинамических нагрузок. Рассмотрены факторы, влияющие на зазоры в лабиринтных уплотнениях и вибрации валопровода

Ключевые слова: газодинамический расчет, напряженно-деформированное состояние, ANSYS Workbench, ANSYS CFX, газоперекачивающий агрегат, компрессор.

1. Введение

Проблема вибраций в компрессорах газоперекачивающих агрегатах (ГПА) является актуальной и важной задачей. Прогнозирование вибраций на практике оказывается труднореализуемым. Это связано с большим количеством факторов, которые необходимо учитывать при проектировании. Это технологические, материаловедческие, газодинамические и другие факторы. Менее изучено влияние газодинамических параметров.

Методов решения задачи оценки влияния газодинамических параметров на вибрации в компрессоре ГПА существует несколько. Но два основных это физический и численный эксперимент. Проведение физических экспериментов связано с проблемами реализации и дороговизны. Самым доступным способом решения задачи является проведение вычислительных экспериментов. Задача может решаться как двусторонней, так и в односторонней постановке связанной задаче (FSI). В силу вычислительных трудностей, связанных с 2FSI и FSI расчетов, в данной работе задача решается с использованием односторонней постановке связанной задаче. [1]

2. Физическая и математическая модель газодинамических процессов и процессов деформирования

При решении данной задачи была разработана физическая модель, описывающая протекание газодинамических, тепловых процессов и процессов деформирования в модельном стенде компрессора газоперекачивающего агрегата [2]:

- рассматривается течение только внутри корпуса модельного трехступенчатого компрессора ГПА;
- рабочее колесо компрессора вписано в объем, ограниченный корпусом;
- не учитывается прилипание к стенкам корпуса;
- стенки являются адиабатическими;
- в качестве рабочего тела используется воздух, описываемый как сжимаемый, вязкий газ;
- учитывается вращение рабочих колес;
- материал корпуса модельного компрессора принят изотропным;
- трехмерное поле газодинамических нагрузок экспортируется в тепловой анализ и расчет напряженно-деформированного состояния конструкции.

С учетом принятых допущений сформулирована математическая модель для исследования газодинамических процессов, базирующаяся на использовании уравнений Навье-Стокса [3]:

Уравнение сохранения массы:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_r) + \bar{\nabla}(\rho_r V_r) = 0 \quad (1)$$

Уравнение сохранения импульса:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_r) + \bar{\nabla}(\rho_r V_r \times V_r) = -\bar{\nabla}P \quad (2)$$

Уравнение сохранения энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_r H_r) + \bar{\nabla}(\rho_r V_r H_r) = \frac{\partial P}{\partial t} + \bar{\nabla} \left(\left(\frac{\lambda}{c_p} + \mu_T \right) \bar{\nabla} H_r \right) \quad (3)$$

Уравнение турбулентной энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_r k) + \bar{\nabla}(\rho_r V_r k) = \bar{\nabla} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \bar{\nabla} k \right) + \mu_T G - \rho_r \varepsilon \quad (4)$$

Уравнение скорости диссипации турбулентной энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_r \varepsilon) + \bar{\nabla}(\rho_r V_r \varepsilon) = \bar{\nabla} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \bar{\nabla} \varepsilon \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_T G - C_2 f \rho_r \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

где ρ – плотность газа; V – скорость движения газа; k – турбулентная энергия; H – энтальпия газа; μ_T – вязкость газа; ε – скорость диссипации турбулентной энергии; G – расход газа; f , C_1 , C_2 , σ_ε – расчетные константы.

Для проведения расчета напряженно-деформированного состояния конструкции использовался обобщенный закон Гука [4]:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\mu}{E} \sigma_y - \frac{\mu}{E} \sigma_z \\ \varepsilon_y &= \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\mu}{E} \sigma_x - \frac{\mu}{E} \sigma_z \\ \varepsilon_z &= \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\mu}{E} \sigma_x - \frac{\mu}{E} \sigma_y \\ \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G} \\ \gamma_{xz} &= \frac{\tau_{xz}}{G} \end{aligned} \right\}$$

где ε – относительные деформации; γ – угловые деформации; σ – нормальные напряжения; τ – тангенциальные напряжения; E – модуль упругости; μ – коэффициент Пуассона; G – модуль сдвига.

3. Подготовка вычислительного эксперимента

3.1. Расчетная модель трехступенчатого компрессора ГПА

При моделировании газодинамических и тепловых процессов, протекающих в проточном тракте компрессора ГПА, была создана твердотельная модель модельной ступени. В ходе этих процедур были подготовлены поверхности, которые в дальнейшем использовались при наложении граничных и начальных условий. При моделировании сложной геометрии тракта особое внимание было уделено вопросам корректного описания взаимных пересечений и исключения разрывов между поверхностями, т.к. наличие таких ошибок делает невозможным выполнение конечно-элементного расчета [5]. На следующем этапе при проведении вычислительных экспериментов созданная твердотельная модель была импортирована в расчетную среду Ansys Workbench. В данном программном продукте на основе созданной геометрии модельной ступени компрессора ГПА была разработана модель проточного тракта для газодинамического расчета. Кроме того, были созданы расчетная модель трехступенчатого компрессора для расчетов полей температур и напряженно-деформированного состояния в конструкции как с учетом, так и без учета нагрева и газодинамических нагрузок (рис. 1).

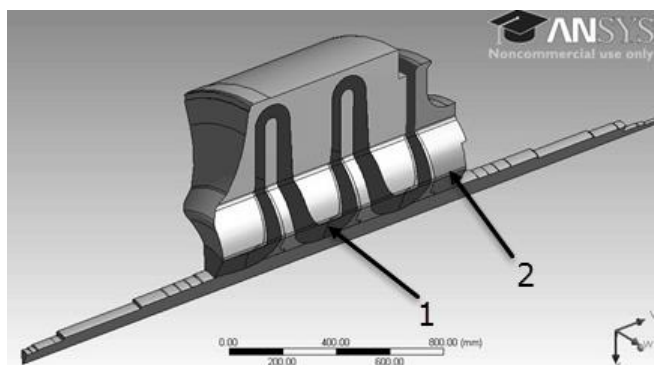


Рис. 1. Расчетная модель: а – проточный тракт модельного трехступенчатого компрессора для газодинамического расчета; б – конструкция модельного трехступенчатого компрессора для теплового анализа и оценки напряженно-деформированного состояния.

3.2 Подготовка сеточной модели

При проведении численных расчетов большое внимание было уделено построению сеточной модели. Время построения модели на высокопроизводительном вычислительном комплексе ПНИПУ после отладки расчетной геометрии составляло от 20 до 60 минут в зависимости от размера ячеек. Количество ячеек составляло от 75 до 1500 тыс ячеек. Для построения сеточной модели использовался встроенный в Ansys Workbench инструмент Meshing, использующий алгоритм ICEM CFD. В результате были построены сеточные модели для оценки напряженно-деформированного состояния конструкции (рис. 2, а) и расчета газодинамических параметров (рис. 2, б).

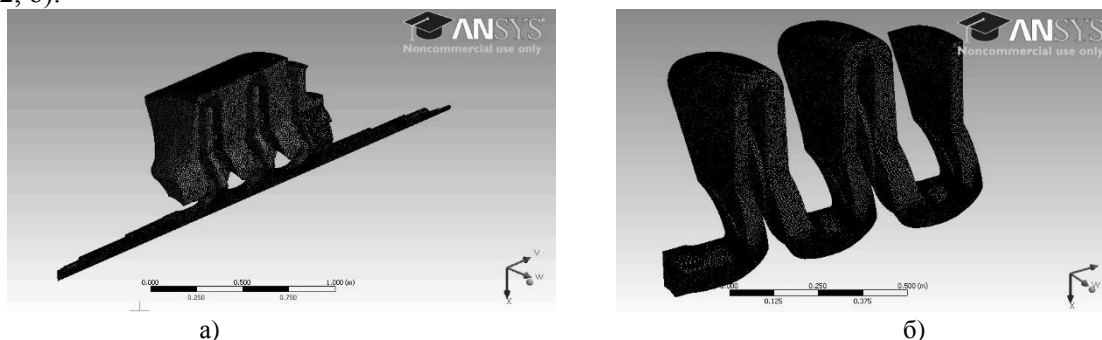


Рис. 2. Конечно-элементная модель модельного трехступенчатого для газодинамического анализа (а) и оценки напряженно-деформированного состояния (б)

При построении сеточной модели для были использованы тетраэдральные конечные элементы. Они позволили более точно описать расчетную геометрию, которая имеет сложные обтекаемые формы. Общее число узлов в конечно-элементной сетке для расчета газодинамических процессов составило 878564, для теплового анализа и оценки напряженно-деформированного состояния – 530576.

3.3. Определение потребных мощностей высокопроизводительного вычислительного комплекса для решения задач

Были проведены тестовые расчеты для оценки потребных ресурсов Высокопроизводительного вычислительного комплекса ПНИПУ [6]. Во-первых, произведена оценка зависимости процента качества сетки от количества ячеек. Оказалось, что при увеличении количества ячеек процент качества вырастает и стабилизируется количестве ячеек равным 4814300. Во-вторых, скорость сходимости решения задачи увеличивается с ростом числа расчетных ячеек. При увеличении количества ячеек скорость вырастает. В-третьих, при увеличении количества расчетных ячеек увеличивается точность решения. В-четвертых, при количестве ячеек равным 4814300 объем требуемой для проведения расчетов оперативной памяти достигает 8-12 Гб. В ре-

зультате проведенных исследований по качеству расчетной сетки было принято решение использовать для расчетов размер ячеек 2 мм при этом их количество достигает значения 4814300 (рис. 3).

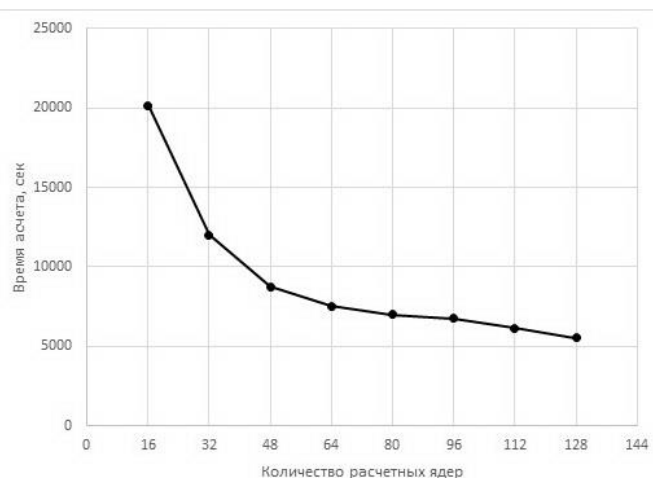


Рис. 3. Зависимость времени газодинамического расчета от числа сеточных узлов

4. Основные результаты вычислительных экспериментов

4.1. Результаты исследования газодинамических процессов

На рис. 4, а показаны поля давления торможения. Видно, что на входе давление соответствует граничным условиям 4.1 МПа. На периферии лопаток наблюдается рост давления, которое достигает 7.2 МПа. Далее, при движении потока по тракту наблюдается разворот потока при мало изменяющемся давлении. К выходу давление возрастает до значений 10.2 МПа. На рис. 4, б показаны поля температур торможения в газодинамическом потоке. Видно, что $T_{вх} \approx 15^\circ\text{C}$. Далее наблюдается рост температуры, более интенсивный в рабочем колесе. В зоне лабиринтных уплотнений наблюдается температура около $17-51.2^\circ\text{C}$.

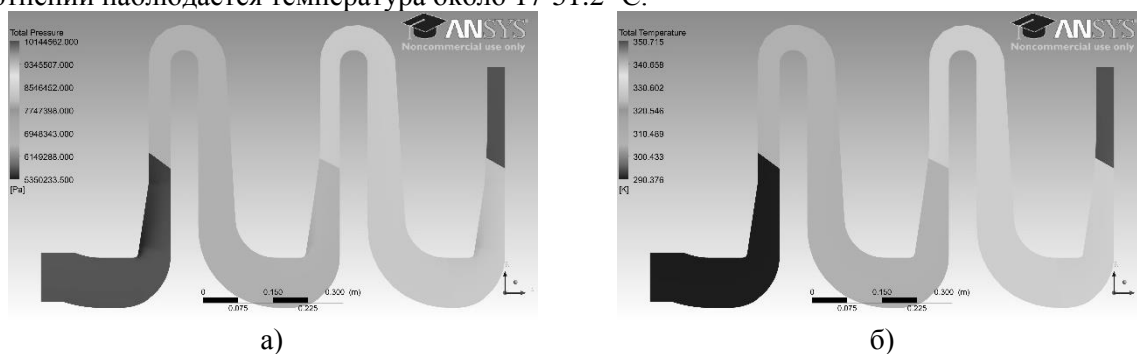


Рис. 4. Результаты газодинамического расчета в проточном тракте компрессора при частоте вращения 6000 об/мин: а – давление торможения; б – поле температуры торможения.

Также были проанализированы поля температур без учета движения газа (рис. 5). В зоне лабиринтных уплотнений наблюдается понижение температуры. Это связано с понижением давления и изменением плотности в зоне поворота проточного тракта. Значения температуры в зоне лабиринтных уплотнений рабочих колес составили $12.5 - 50.85^\circ\text{C}$.

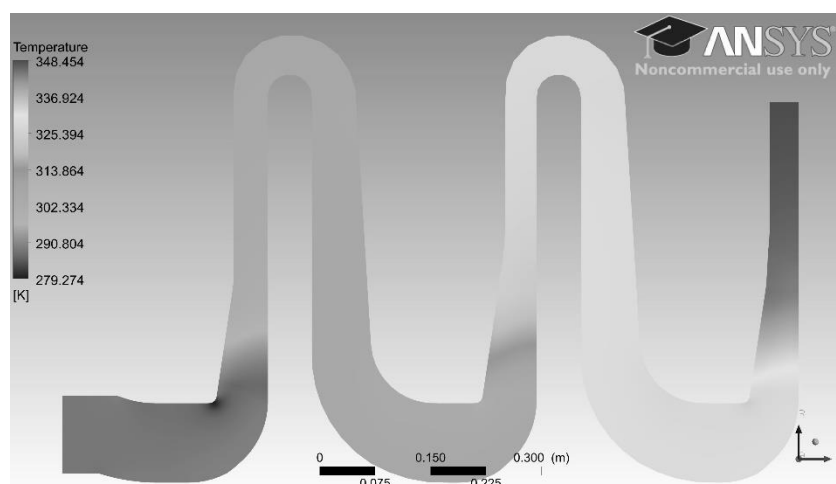


Рис. 5. Распределение поля температур в проточном тракте компрессора при частоте вращения 6000 об/мин.

4.2. Результаты исследования теплового состояния конструкции модельного компрессора

Результаты исследования газодинамических процессов в проточном тракте компрессора были переданы в тепловой анализ для различных частот вращения рабочих. Результат в виде тепловых полей для частоты вращения 6000 об/мин представлен на рис. 6. При проведении теплового анализа на внешних стенках корпуса задавалась температура 15 °С. Максимальные значения температур достигают на выходе из модельного компрессора. В зависимости от частоты вращения максимальные значения температуры изменяются от 76,91 °С до 105,4 °С. В процессе работы компрессора происходит нагрев стенок, что может приводить к неравномерному напряженно-деформированному состоянию конструкции.

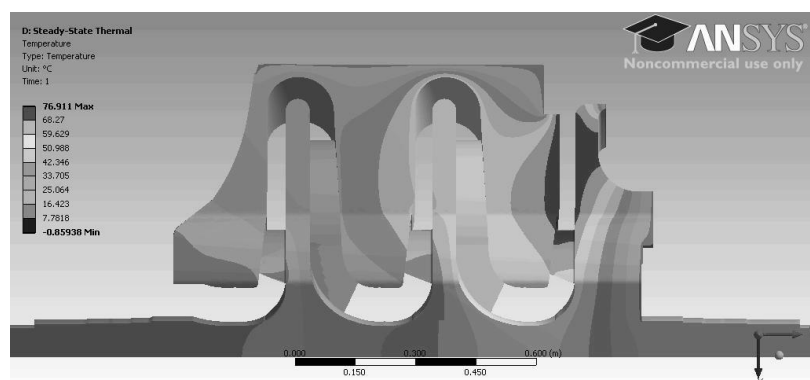


Рис. 6. Поле температур в конструкции модельного трехступенчатого компрессора газоперекачивающего агрегата

4.3. Результаты оценки напряженно-деформированного состояния конструкции модельного компрессора

При проведении оценки напряженно-деформированного состояния конструкции от действия внутреннего давления и температуры нагрузки на стенки проточного тракта модельного централизованного компрессора были переданы из газодинамического расчета и теплового анализа. В качестве граничных условий были заданы ограничения на перемещения в местах крепления элементов конструкции стенда к опорам. В качестве равновесной температуры было задано значение 22 °С, что соответствует средней температуре сборки конструкции по техническим требо-

ваниям. При проведении комплексного анализа напряженно-деформированного состояния конструкции центробежного компрессора модельного стенда было выявлено, что наибольшее влияние на напряжения (рис. 7) и перемещения оказывает температурная нагрузка.

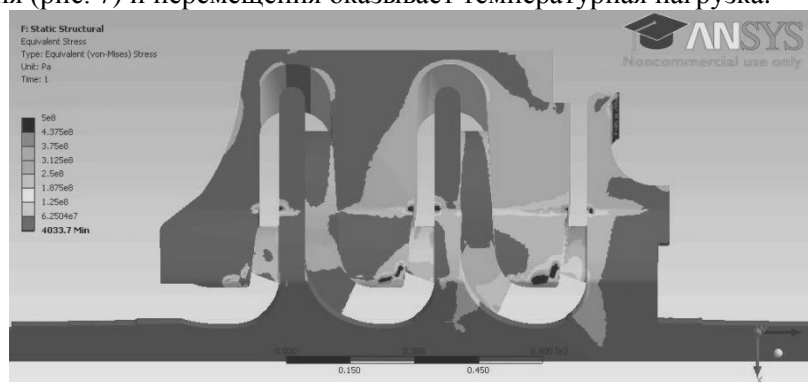


Рис. 7. Эквивалентные напряжения по Мизесу в конструкции модельного трехступенчатого компрессора газоперекачивающего агрегата от действия внутреннего давления и температуры при частоте вращения 6000 об/мин.

5. Заключение

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Основной вклад в формирование напряженно-деформированного состояния конструкции вносит температурное нагружение, вызванное нагревом воздуха при сжатии его в компрессоре газоперекачивающего агрегата. Суммарное влияние температуры на напряженно-деформированное состояние конструкции составляет более 90%.
2. Относительное смещение элементов лабиринтного уплотнения зависит от теплового нагружения и газодинамических нагрузок. Основной вклад оказывает температура. При учете температуры зазор в лабиринтном уплотнении уменьшается на 2%.
3. Разработана методика численных экспериментов исследования газодинамических и деформационных процессов в модельном компрессоре газоперекачивающего агрегата.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №14-19-00877).

Литература

1. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Ya., Petrov V.Yu.. Numeric simulation of the interaction between subsonic flow and a deformable profile blade on the compressor experiment phase // Proceedings of International Conference Information Technology and Nanotechnology (ITNT-2015). – 2015. – p. 211-218
2. MODORSKIY Vladimir Yakovlevich, SHMAKOV Arthur Fadanisovich. Numerical Modeling of Gasdynamic Processes and Processes of Deformation in Compressor of Model Test Bench of the Gas-Distributing Unit // Applied Mechanics and Materials Vols. 799-800. – 2015. – p. 865 - 869
3. Модорский В.Я., Соколкин Ю.В. Газоупругие процессы в энергетических установках. / Под ред. Ю.В. Соколкина. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. — 176 с.
4. Соппротивление материалов, теории упругости и пластичности. Основы теории с примерами расчетов: учебник для вузов / А. Е. Саргсян .— 2-е изд., испр. и доп .— Москва : Высш. шк, 2000 .— 286 с.
5. Модорский В.Я., Шмаков А.Ф. Численный расчет газодинамических процессов в осевом вентиляторе. Журнал Научно-технический вестник Поволжья. №6 2014г. – Казань.: Журнал Научно-технический вестник Поволжья, 2014. – 412 с.

6. Решение инженерных задач на высокопроизводительном вычислительном комплексе ПНИПУ моногр. под ред. В.Я. Модорского. –Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2014. -314с.

Numerical study of stress-strain state of the model of three-stage compressor gas distributed unit taking into account thermal and gas-dynamic loads

E.V. Mekhonoshina¹, A.F. Shmakov¹, V.Ya. Modorskiy¹

Perm National Research Polytechnic University¹

In the event of vibrations in shafting GPA can play an important role in gas-dynamic processes of the flow path of the compressor. This paper presents the results of numerical investigation of the stress-strain state of a three-stage compressor GPA taking into account thermal and gas-dynamic loads. The factors affecting the gaps in the labyrinth seals and vibration of shafting

Keywords: gas-dynamic calculation, stress-strain state, ANSYS Workbench, ANSYS CFX, gas distributed unit, compressor.

References

1. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Ya., Petrov V.Yu.. Numeric simulation of the interaction between subsonic flow and a deformable profile blade on the compressor experiment phase // Proceedings of International Conference Information Technology and Nanotechnology (ITNT-2015). – 2015. – p. 211-218
2. MODORSKIY Vladimir Yakovlevich, SHMAKOV Arthur Fadanisovich. Numerical Modeling of Gasdynamic Processes and Processes of Deformation in Compressor of Model Test Bench of the Gas-Distributing Unit // Applied Mechanics and Materials Vols. 799-800. – 2015. – p. 865 – 869
3. Modorskiy V. Ya., Sokolkin Ju. V. Gazouprugiye protsessy v energeticheskikh ustanovkakh [Gas-elastic processes in engine installation]. / Under edition Ju. V. Sokolkin. – M.: FIZMATLIT, 2007. – 176 p.
4. Soprotivleniye materialov, teorii uprugosti i plastichnosti. Osnovy teorii s primerami raschetov: uchebnyk dlya vuzov [Strength of materials, theory of elasticity and plasticity. Fundamentals of the theory with examples of calculations: textbook for high schools] / A. E. Sargsyan. – second edition. – Moscow: The higher school, 2000. – 286 p.
5. Modorskiy V. Ya., Shmakov A. F. Chislenny raschet gazodinamicheskikh protsessov v osevom ventilyatore [Numerical calculation of gasdynamic processes in the axial fan]. Scientific and technical bulletin of the Volga region. №6 2014г. – Kazan.: Scientific and technical bulletin of the Volga region, 2014. – 412 p ISSN 2079-5920
6. Resheniye inzhenernykh zadach na vysokoproizvoditel'nom vychislitel'nom komplekse PNIPU [The solution of engineering problem on the high-performance computer system of the Perm national research polytechnical university]: monograph. – Second edition. / Under edition V. Ya. Modorskiy. – Perm: Publishing house Perm national research polytechnical university, 2014. – 314 p.