DOI: 10.15593/2224-9982/2021.66.11
УДК 621.515

В.Я. Модорский, И.Е. Черепанов, А.В. Бабушкина

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, Пермь, Россия

ВЛИЯНИЕ ГАЗА В ЗАЗОРАХ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ НА ДИНАМИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ РОТОРА

При транспортировке природного газа на большие расстояния необходимо строить газокomppressorные станции, компенсирующие потери энергии газа из-за трения. От их надежности зависит бесперебойность поставок природного газа потребителям. Современные тенденции повышения производительности с одновременным снижением жесткости конструкции приводят к возникновению ранее не прогнозируемых колебаний ротора компрессора. Приводятся основные причины возникновения вибраций ротора компрессора и некоторые методы борьбы с ними. Ограниченность существующих подходов можно преодолеть применением мультифизического моделирования взаимодействия газа и конструкции с использованием 2FSI-подхода. Моделирование выполнено для упрощенной модели ротора компрессора с лабиринтным уплотнением. Для решения поставленной задачи выбран программный продукт ANSYS, в котором реализован 2FSI-метод. Вычисления проводились на высокопроизводительном вычислительном комплексе ПНИПУ. Для модельной конструкции выполнен анализ собственных частот и построена диаграмма Кэмпбелла. Выполнен анализ траекторий движения точки на оси вращения вала при различных частотах вращения ротора. Отмечено влияние дисбаланса на динамику системы. Далее приводятся результаты численного моделирования конструкции с учетом газовой динамики и выполнено сравнение результатов 2FSI-расчета с результатами динамического моделирования конструкции. Для выявления факторов, оказывающих влияние на динамику ротора с учетом газовой динамики, проведены численные расчеты с различными вариантами учета действия силы тяжести и дисбаланса.

Ключевые слова: центробежный компрессор, ГПА, вибрации, численное моделирование, 2FSI-подход, лабиринтное уплотнение, ANSYS.

V.Ya. Modorskii, I.E. Cherepanov, A.V. Babushkina

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

GAS INFLUENCE IN GAPS OF LABYRINTH SEALS ON THE ROTOR DYNAMIC STATE

When transporting natural gas over long distances, it is necessary to build gas compressor stations that compensate for the gas energy losses due to friction. The uninterrupted supply of natural gas to consumers depends on their reliability. Current trends in increasing power with a simultaneous decrease structure stiffness leads to the occurrence of previously unpredictable oscillations of the compressor rotor. The article describes the main causes of compressor rotor vibrations and some methods of dealing with them. Due to the limitations of the considered phenomena with this methods, the article proposes the use multiphysics modeling of gas and structure interaction using the 2FSI approach. Simulation performed for a simplified labyrinth-seal compressor rotor model. To solve the problem, the ANSYS software product was chosen, which implements the 2FSI method. The calculations were carried out on a high-performance computing complex PNRPU. For the model structure, an analysis of natural frequencies is performed and a Campbell diagram is constructed. The trajectories analysis of a point on shaft rotation axis at different rotation frequencies of the rotor is carried out. The influence of the imbalance on the dynamics of the system is noted. Further, the results of numerical modeling of the structure taking into account gas dynamics are presented and the results comparison by dynamic modeling of the structure is carried out. To identify the factors influencing the rotor dynamics, taking into account gas dynamics, numerical calculations were carried out with various options for taking into account the effect of gravity and imbalance.

Keywords: centrifugal compressor, GTU, vibrations, numerical modeling, 2FSI-statement, labyrinth seal, ANSYS.

Основные запасы природного газа в России расположены в отдаленных труднодоступных регионах страны, поэтому возникает задача его транспортировки от мест добычи до потребителей. Для транспортировки природного газа строятся сети магистральных

газопроводов высокого давления. Преодолевая большие расстояния, газ теряет энергию в результате трения о стенки газопровода. Ввиду этого для поддержания рабочего давления в газопроводе каждые 100–130 км устанавливаются газокomppressorные станции (ГПА).

От надежности работы ГПА напрямую зависит бесперебойность поставки природного газа потребителям. Аварийный останов ГПА может привести к срыву сроков поставки природного газа и финансовым потерям, поэтому к надежности работы ГПА и ее элементов, наряду с резервированием, предъявляются высокие требования. Одной из причин аварийной остановки ГПА служит превышение допустимого уровня вибрации ротора компрессора. В ряде случаев предельным считается уровень вибраций, не превышающий 40 мкм.

Вибрации ротора компрессора возникают из-за наличия механической неуравновешенности, возникающей в результате погрешностей изготовления элементов и сборки. Для их снижения разрабатываются специальные методы уравнивания и контролируемой сборки [1–3]. Другой причиной может служить возникновение в проточной части компрессора нестационарных газодинамических колебаний. В работе [4] показано возникновение неустойчивости Кельвина – Гельмгольца вблизи сплиттерной лопатки центробежного рабочего колеса.

Из публикации [5] известен случай нестабильной работы компрессора, связанный с лабиринтными уплотнениями. Поставленный на объект заказчика компрессор успешно работал продолжительное время, но, когда возникла необходимость в большей производительности, при попытке перехода на более высоконагруженный режим работы на роторе компрессора возникал повышенный уровень низкочастотной вибрации. Специалистами производителя было выдвинуто несколько версий. Была предпринята попытка замены магнитных подвесов на магнитные подвесы другого производителя, проводились исследования вибрационных характеристик, определялись границы устойчивой работы, выполнялись газодинамические расчеты. В конечном итоге проблему удалось решить модификацией лабиринтной втулки разгрузочного устройства. Доработка заключалась в выполнении серии радиальных и осевых отверстий, образующих канал, связывающий внутреннюю камеру лабиринтного уплотнения с внешним объемом.

Известен подход, позволяющий учитывать действие газодинамических сил на элементы ротора путем введения в расчетную

модель упругих элементов, описываемых коэффициентами жесткости и демпфирования [6]. Существует несколько подходов для их определения, отличающихся сложностью выполняемых вычислений [7–8]: аналитический расчет, численное моделирование стационарного газодинамического течения [9] и численное моделирование нестационарного газодинамического течения. Используются также экспериментальные методы для определения динамических коэффициентов [10, 11]. Ограниченность данного подхода заключается в использовании линейной модели при определении динамических коэффициентов.

Конструкция компрессора ГПА включает в себя множество элементов, таких как рабочие колеса, лабиринтные уплотнения, разгрузочное устройство, газодинамический тракт сложной формы (рис. 1). Построение расчетной модели реальной конструкции позволяет проводить 2FSI-анализ готовой конструкции на предмет возникновения непрогнозируемых процессов. Однако использование высокодетализированной 2FSI-модели вызывает вычислительные трудности, в том числе требуются значительные временные затраты на подготовку модели, ее верификацию, непосредственный расчет и обработку результатов [12, 13]. Кроме этого, сложно выделить протекание отдельного процесса, приводящего к неустойчивой работе компрессора и связанного с ним элемента. Следовательно, необходим переход от реальной сложной конструкции компрессора в 2FSI-постановке к модельной конструкции, позволяющей выполнять исследование процессов для каждого отдельного устройства компрессора (рабочих колес, уплотнений, разгрузочного устройства).

В качестве модели для исследования процессов, происходящих в лабиринтных уплотнениях, выбран ротор, состоящий из вала длиной 1,5 м с диском диаметром 0,55 м, закрепленного на упругих опорах (рис. 2). Общая масса конструкции составила 33,9 кг. Газодинамическая часть зазора в лабиринтном уплотнении заменена кольцевым каналом толщиной 1 мм на внешней поверхности диска. Для моделирования неточностей изготовления и сборки реальной конструкции в диске выполнено отверстие, вносящее дисбаланс в модель величиной 72 г·мм.

Рис. 1. Конструкция компрессора ГПА

Рис. 2. Расчетная модель: 1 – газодинамический зазор; 2 – дисбаланс; 3 – упругие опоры

Численное моделирование выполнялось в программном комплексе ANSYS, позволяющем выполнять расчеты связанных задач. Для моделирования конструкции использовался модуль ANSYS Mechanical, для моделирования газодинамического зазора – модуль CFX. Используемые математические модели представлены в работе [14]. Вычисления проводились с использованием ресурсов суперкомпьютера ПНИПУ пиковой производительностью 24 TFLOPS [15].

Использование сеточных методов компьютерного моделирования подразумевает выполнение исследования сеточной сходимости модели, заключающегося в поиске параметров сеточной модели, при которых дальнейшее измельчение элементов не влияет на получаемые результаты. Поскольку решаемая задача имеет междисциплинарный характер, исследование

сеточной сходимости для полной расчетной модели требует больших вычислительных затрат. Ввиду этого выполнение анализа выполнялось отдельно для каждой из подобластей (механической и газодинамической). Для каждой из подобластей было обеспечено условие сеточной сходимости.

Однако первые расчеты связанной задачи полностью уравновешенной конструкции без учета действия силы тяжести показали колебания давления в газодинамическом зазоре с амплитудой около 0,15 МПа (рис. 3), что не соответствовало физике процесса.

Для исходной модели в твердотельной области было выбрано 170 элементов вдоль длины окружности и 2000 элементов вдоль длины окружности в газодинамической области, что обеспечивало условие сеточной сходимости для каждой области в отдельности. Постепенное увеличение числа элементов вдоль длины окружности на периферийной поверхности диска позволило уменьшить колебания давления до незначительных значений в рамках решаемой задачи. Также был выполнен расчет с использованием элементов второго порядка дискретизации. Полученный результат показал, что заложенный алгоритм использует линейную аппроксимацию при передаче значений параметров между подобластями, не учитывая порядок используемых элементов.

Рис. 3. Колебания давления в газодинамическом зазоре при различных способах и величинах дискретизации

Рис. 4. Диаграмма Кэмпбелла

Перед выполнением моделирования вибраций ротора с учетом газодинамической нагрузки выполнен анализ собственных частот ротора. На полученной диаграмме Кэмпбелла (рис. 4) отражено изменение собственных частот колебаний для скоростей вращения до 5000 об/мин. Из диаграммы видно, что вблизи частоты вращения 4100 об/мин находится первая критическая частота, соответствующая первой изгибной моде колебаний вала.

Моделирование движения твердотельной части выполнялось с учетом действия силы тяжести, принудительного вращения на одном из торцов вала и ограничения осевых перемещений на противоположном торце (рис. 5).

Рис. 5. Граничные условия, заданные для конструкции: 1 – газодинамическая нагрузка; 2 – ограничение осевых перемещений; 3 – сила тяжести; 4 – вращение

Оценка динамического состояния выполнялась по нескольким точкам. Одна из контрольных точек расположена на оси вращения вала в сечении установки диска, а другая на периферийной поверхности диска в точке в начальный момент времени, находящейся в верхней части диска. Первая из точек позволяет получать траектории движения выбранного сечения во времени и исследовать их форму. Вторая точка отражает перемещение периферийной поверхности диска, т.е. изменение величины газодинамического зазора. Еще одна контрольная точка расположена в газодинамической подобласти и геометрически совпадает с точкой на периферийной поверхности диска, показывает изменение давления в газодинамическом зазоре.

На рис. 6 представлены траектории движения точки на оси вала ротора без учета газодинамики при различных скоростях вращения. При частоте вращения 3500 об/мин можно видеть, что траектория имеет установившееся движение по эллиптической траектории (рис. 6, а). При приближении к критической частоте 4100 об/мин траектория движения принимает расходящуюся форму (рис. 6, б). После перехода критической частоты при частотах вращения 4750 и 5000 об/мин траектория движения стано-

вится установившейся, но при этом имеет более сложную форму, напоминающую вращающийся эллипс (рис. 6, в, г). На последнем графике (см. рис. 6, г) второй линией показана траектория движения при отсутствии дисбаланса в системе. Можно видеть, что величина колебаний в горизонтальной плоскости уменьшилась, а в вертикальной осталась без изменений. Это связано с тем, что в начальный момент времени конструкция находится в недеформированном состоянии и отсутствие сил демпфирования приводит к установлению незатухающих колебаний в вертикальной плоскости с положением точки равновесия 60 мкм и амплитудой колебаний 60 мкм. Выполненный статический расчет показал совпадение величины статического прогиба с положением равновесия.

Кроме динамических расчетов при постоянной скорости вращения, выполнено моделирование разгона ротора от 3000 до 5000 об/мин. На рис. 7 представлено перемещение точки, расположенной на периферийной поверхности диска, в зависимости от частоты вращения (времени). После прохождения частоты вращения 4100 об/мин наблюдается рост амплитуды колебаний, что соответствует переходу через первую критическую частоту.

Рис. 6. Траектории движения точки на оси вала при различных скоростях вращения:
а – 3500 об/мин, б – 4000 об/мин, в – 4750 об/мин, г – 5000 об/мин

Рис. 7. Перемещение точки на периферийной поверхности диска при моделировании разгона ротора без учета газовой динамики

Для перехода к моделированию связанной задачи взаимодействия газа и конструкции в расчетную модель добавлена кольцевая газодинамическая область, расположенная на периферийной поверхности диска толщиной 10^{-3} м. Зазор заполнен воздухом с давлением в начальный момент времени 5 МПа и при температуре 300 К. В качестве граничного условия на боковых поверхностях задано условие симметрии, что ограничивает вытекание газа из зазора.

На рис. 8 представлено сравнение получаемых траекторий движения точки на оси вала с учетом и без учета газодинамического зазора. Газодинамический зазор оказывает демпирующее влияние на конструкцию, что значительным образом сказывается на вертикальных колебаниях вала по сравнению с расчетом только твердотельной конструкции. При этом происходит смещение точки, вблизи

которой происходят колебания, вправо относительно недеформированного состояния. Для выявления фактора, вызывающего такое поведение, были проведены расчеты с различными вариантами действия дисбаланса и силы тяжести.

Из рис. 9 видно, что в присутствии силы тяжести траектория движения смещена вправо. Введение дисбаланса в систему приводит к увеличению амплитуды колебаний порядка нескольких микрометров, но выбранная величина дисбаланса не оказывает существенного влияния. Без действия силы тяжести движение происходит по окружности с центром, совпадающим с началом координат. Для неуровновешенной модели диаметр окружности составляет порядка 5 мкм. Траектория движения точки на оси вала на уравновешенной модели в отсутствие действия силы тяжести становится точкой.

Рис. 8. Влияние газодинамического зазора на траекторию движения

Рис. 9. Траектория движения точки на оси вращения вала для различных случаев действия силы тяжести и дисбаланса

Выполненные расчеты показали качественное и количественное влияние газа на динамику движения конструкции. Характер данного влияния в значительной степени зависит от действия силы тяжести. Действие

дисбаланса для выбранной конструкции на динамику системы незначительно, и в данном случае им можно пренебречь, но при других параметрах системы влияние дисбаланса может быть существенным.

Библиографический список

1. Минимизация внешнего дисбалансирующего воздействия на динамику гибкого ротора / С.М. Белобородов [и др.] // Научно-технический вестник Поволжья. – 2017. – № 5. – С. 47–49.
2. Белобородов С.М., Цельмер М.Л. Методика уравнивания ротора при балансировке // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2017. – № 48. – С. 60–68.
3. Белобородов С.М., Цимберов Д.М., Цельмер М.Л. Экспериментальная проверка динамического состояния валопровода // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2017. – № 4. – С. 139–153.
4. Numerical investigation of Kelvin-Helmholtz instability in a centrifugal compressor operating near stall / Y. Bousquet [et al.] // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2015. – Vol. 56659. – P. V02CT42A015.
5. Кистойчев А.В., Лун-Фу А.В., Урьев Е.В. Устранение причин срыва в низкочастотную вибрацию центробежного нагнетателя на магнитном подвесе // Газовая промышленность. – 2016. – № 1. – С. 102–108.
6. Pugachev A.O., Kleinhans U., Gaszner M. Prediction of rotordynamic coefficients for short labyrinth gas seals using computational fluid dynamics // J. of Eng. for Gas Turb. and Power. – 2012. – Vol. 134 (6). – P. 062501–10. DOI: 10.1115/1.14005971
7. Макаров А.А., Зайцев Н.Н. Инженерные и теоретические задачи применения лабиринтных уплотнений в высокоскоростных роторных машинах // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2015. – № 42. – С. 61–81.
8. Hirano T., Guo Z., Kirk R.G. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery. Part II: Labyrinth seal analysis // J. of Eng. for Gas Turb. and Power. – 2005. – Vol. 127, no. 4. – P. 820–826.
9. Чайлдс Д., Шеррер Дж. Экспериментальные динамические коэффициенты лабиринтных газовых уплотнений с зубцами на роторе и статоре // Энергетические машины. – 1986. – № 4. – С. 38–44.
11. Kanemori Y., Iwatsubo T. Experimental study of dynamics fluid forces and moments for a long annular seals // ASME J. of Trib. – 1992. – Vol. 114. – P. 773–778.
12. Butymova L.N., Modorskii V.Y., Petrov V.Y. Numerical modeling of interaction in the dynamic system “gas-structure” with harmonic motion of the piston in the variable section pipe // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC. – 2016. – Vol. 1770, no. 1. – P. 030103.

13. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Y. Impact of magnetic suspension stiffness on aeroelastic compressor rotor vibrations of gas pumping units // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC. – 2016. – Vol. 1770, no. 1. – P. 030113.

14. Applying parallel calculations to model the centrifugal compressor stage of a gas transmittal unit in 2FSI statement / I.E. Cherepanov [et al.] // International Conference on Parallel Computational Technologies. – Springer, Cham, 2020. – P. 321–335.

15. Решение инженерных задач на высокопроизводительном вычислительном комплексе Пермского национального исследовательского политехнического университета: монография / В.Я. Модорский [и др.]. – 2-е изд., стер. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2014. – 313 с.

References

1. S.M. Beloborodov and other. Minimizatsiya vneshnego disbalansiruyushchego vozdeystviya na dinamiku gibkogo rotora [Minimizing external unbalancing effects on the dynamics of the flexible rotor]. SCIENTIFIC AND TECHNICAL VOLGA REGION BULLETIN, 2017, no. 5, pp. 47-49.

2. Beloborodov S. M., TSelmer M. L. Metodika uravnoveshivaniya rotora pri balansirovke [Procedure of rotor balancing adjustment]. PNRPU Aerospace Engineering Bulletin, 2017, no. 48, pp. 60-68.

3. Beloborodov S. M., TSimberov D. M., TSelmer M. L. Eksperimentalnaya proverka dinamicheskogo sostoyaniya valoprovoda [Experimental verification of the dynamic condition of the shafting]. Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science, 2017, vol. 19, no. 4, pp. 139-153.

4. Bousquet Y. [et al.] Numerical investigation of Kelvin-Helmholtz instability in a centrifugal compressor operating near stall. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. American Society of Mechanical Engineers, 2015, vol. 56659, pp. V02CT42A015.

5. Kistojchev A.V., Lun-Fu A.V., Ur'ev E.V. Ustranenie prichin sryva v nizkochastotnuyu vibratsiyu centrobezhnogo nagnetatelya na magnitnom podvесе [Elimination of the causes of breakdown in low-frequency vibration of a centrifugal blower on a magnetic suspension]. *Gas Industry Journal*, 2016, vol. 1, pp. 102-108.

6. Pugachev A.O., Kleinhans U., Gaszner M. Prediction of Rotordynamic Coefficients for Short Labyrinth Gas Seals Using Computational Fluid Dynamics. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012, vol. 134, no. 6, pp. 062501-10. DOI: 10.1115/1.1.4005971

7. Makarov A.A., Zaytsev N.N. Inzhenernyye i teoreticheskiye zadachi primeneniya labirintnykh uplotneniy v vysokoskorostnykh rotornykh mashinakh [Engineering and theoretical problems of labyrinth seals application in high-speed rotor machines]. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*, 2015, vol. 42, pp. 61-81.

8. Hirano T., Guo Z., Kirk R.G. Application of Computational Fluid Dynamics Analysis for Rotating Machinery – part II: Labyrinth Seal Analysis. *J. of Eng. Gas Turb. Power*. 2005, vol. 4, pp. 820-826.

9. Childs D.W., Scharrer J.K. Eksperimentalnyye dinamicheskiye koeffitsiyenty labirintnykh gazovykh uplotneniy s zubtsami na rotore i statore [Experimental rotordynamics coefficient results for teeth-on-rotor and teeth-on-stator labyrinth gas seals]. *J. of Eng. for Power. Transactions of the ASME. Series A*, 1986, vol. 4, pp. 38-44.

11. Kanemori Y., Iwatsubo T. Experimental study of dynamics fluid forces and moments for a long annular seals. *ASME Journal of Tribology*. 1992, vol. 114, pp. 773-778.

12. Butymova L.N., Modorskii V.Y., Petrov V.Y. Numerical modeling of interaction in the dynamic system “gas-structure” with harmonic motion of the piston in the variable section pipe. *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing LLC, 2016, vol. 1770, no. 1, pp. 030103.

13. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Y. Impact of magnetic suspension stiffness on aeroelastic compressor rotor vibrations of gas pumping units. *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing LLC, 2016, vol. 1770, no. 1, pp. 030113.

14. Cherepanov I.E. [et al.] Applying Parallel Calculations to Model the Centrifugal Compressor Stage of a Gas Transmittal Unit in 2FSI Statement. *International Conference on Parallel Computational Technologies*. Springer, Cham, 2020, pp. 321-335.

15. Modorskiy V.Ya. [et al.] Resheniye inzhenernykh zadach na vysokoproizvoditel'nom vychislitel'nom komplekse Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta: monografiya [The solution of engineering problems on a high-performance computing complex of the Perm National Research Polytechnic University: monograph]. Perm: PNRPU Publishing House, 2014. 313 p.

Об авторах

Модорский Владимир Яковлевич (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций», директор Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГАОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: modorsky@pstu.ru).

Черепанов Иван Евгеньевич (Пермь, Россия) – инженер Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГАОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: cherepanovie@sbiw.ru).

Бабушкина Анна Викторовна (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций» ФГАОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: annvikoz@mail.ru).

About the authors

Vladimir Ya. Modorskii (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Science, Professor of Mechanics of Composite Materials and Constructions Department, Director of the High-Performance Computing Systems PNRPU center, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: modorsky@pstu.ru).

Ivan E. Cherepanov (Perm, Russian Federation) – Engineer, High-Performance Computing Systems PNRPU center, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: cherepanovie@sbiw.ru).

Anna V. Babushkina (Perm, Russian Federation) – CSc in Technical Sciences, Associate Professor of Mechanics of Composite Materials and Constructions Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: annvikoz@mail.ru).

Получено 04.10.2021