



Виброакустическое моделирование трубопроводной обвязки компрессора

- Т. Б. Миронова** кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика РАН Владимира Павловича Шорина;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
mironova.tb@ssau.ru
- П. Д. Рекадзе** кандидат технических наук, инженер-конструктор НИИ-201 (Институт акустики машин) института двигателей и энергетических установок;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
rekadze.pd@ssau.ru
- А. Б. Прокофьев** доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачёва;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
prok@ssau.ru

В работе представлены основные этапы создания конечно-элементной модели трубопроводной обвязки компрессора, разработанной в программном комплексе Ansys с использованием языка APDL. Конечно-элементная модель сформирована с учётом реальных условий креплений участков трубопроводов в виде установленных опор. Для определения граничных условий трубопроводной системы первым этапом проводится аналитический расчёт пульсаций расхода и давления рабочей среды, генерируемых компрессором. Результаты численных расчётов в виде амплитуды вибрации трубопроводов были получены для каждого участка трубопроводной системы. Проведено сравнение полученных результатов с рекомендуемыми ГОСТ 32569-2013 параметрами вибрации.

Ключевые слова: форма колебаний; трубопровод; крепление; вибрация; пульсации

Цитирование: Миронова, Т. Б. Виброакустическое моделирование трубопроводной обвязки компрессора / Т. Б. Миронова, П. Д. Рекадзе, А. Б. Прокофьев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 68–77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-68-77

Введение

Трубопроводные системы играют решающую роль в транспортировке жидкости и газа в различных отраслях промышленности. Моделирование динамического поведения этих систем необходимо для понимания их эффективности и производительности в различных условиях эксплуатации.

В нефтяной отрасли и на магистральных трубопроводах Российской Федерации в настоящее время эксплуатируются десятки тысяч различных насосов, компрессоров и иного

нагнетательного оборудования различной мощности. Превышение допустимых уровней вибрации является причиной аварийных ситуаций на трубопроводах.

Одним из основных факторов, значительно снижающих надёжность и работоспособность трубопроводов, являются виброакустические нагрузки (вибрация трубопроводов, колебания давления и расхода рабочей среды). Они служат причиной усталостных разрушений, повреждений агрегатов и арматуры, нарушения герметичности уплотнений.

Одними из основных источников вибрации трубопроводов в большинстве случаев являются динамические нагрузки вращающихся неуравновешенных роторов насосов и турбоагрегатов, а также пульсирующий поток рабочего тела. Особую опасность представляет случай, когда в процессе разгона ротора происходит переход через резонансную частоту трубопровода. Резонанс характеризуется максимальными амплитудами колебаний, при которых трубопровод может разрушиться.

Резонансные явления в трубопроводах на выходе компрессоров являются причиной многочисленных аварий на химических и нефтеперерабатывающих предприятиях. Подобные аварии имели место на Ярославском и Казанском ОАО «Оргсинтез», НАК «Азот» и Саратовском ОАО «Нитрон».

Метод конечных элементов (МКЭ) является широко распространённым инструментом для анализа динамического поведения трубопроводных систем. Однако, несмотря на то, что методы конечных элементов предлагают большой потенциал для моделирования динамики трубопроводных систем с компрессорами, существует несколько проблем, требующих тщательного рассмотрения. Одной из таких является представление динамических характеристик компрессора при моделировании трубопроводной системы. Компрессоры обладают сложной динамикой, которая должна быть надлежащим образом интегрирована в модель трубопроводной системы [1, 2].

Одним из основных направлений моделирования методом конечных элементов трубопроводной системы является точное представление граничных условий системы, поскольку они играют важную роль в отображении её динамического поведения. Включение граничных условий, таких как взаимодействие жидкости или газа и конструкции, колебания температуры и внешние силы, необходимо для точного представления реальных сценариев и обеспечения надёжных прогнозов [3, 4, 5].

В данной статье представлен расчёт вибрации трубопроводной системы с поршневым компрессором Burckhardt 4B2AC2.43_1 (рисунок 1). Виброперемещение трубопроводов сравнивается с действующими нормами ГОСТ 32569-2013 [6].

Для расчёта вибрации трубопровода необходимо знание динамических характеристик расхода от компрессора [7]. Эти пульсации затем пересчитываются в пульсации давления в трубопроводной системе. Результаты этих расчётов включены как часть граничных условий для конечно-элементного моделирования трубопроводной системы.

1 Расчёт вынужденных частот пульсаций давления, генерируемых компрессором

Пульсации расхода и давления на выходе компрессора могут определяться экспериментальным или расчётным способом. Поскольку экспериментальная оценка представляет значительные организационно-методические сложности для объектов таких габаритов, то для проектных расчётов часто используют теоретические зависимости [7].

Динамические свойства присоединённой системы оценивают с использованием теории динамических аналогий [8].

В статье рассчитаны характеристики трубопроводной системы на частоте пяти первых гармоник поршневого компрессора Burckhardt 4B2AC2.43_1. Параметры компрессора, используемые для расчёта, приведены в таблице 1.

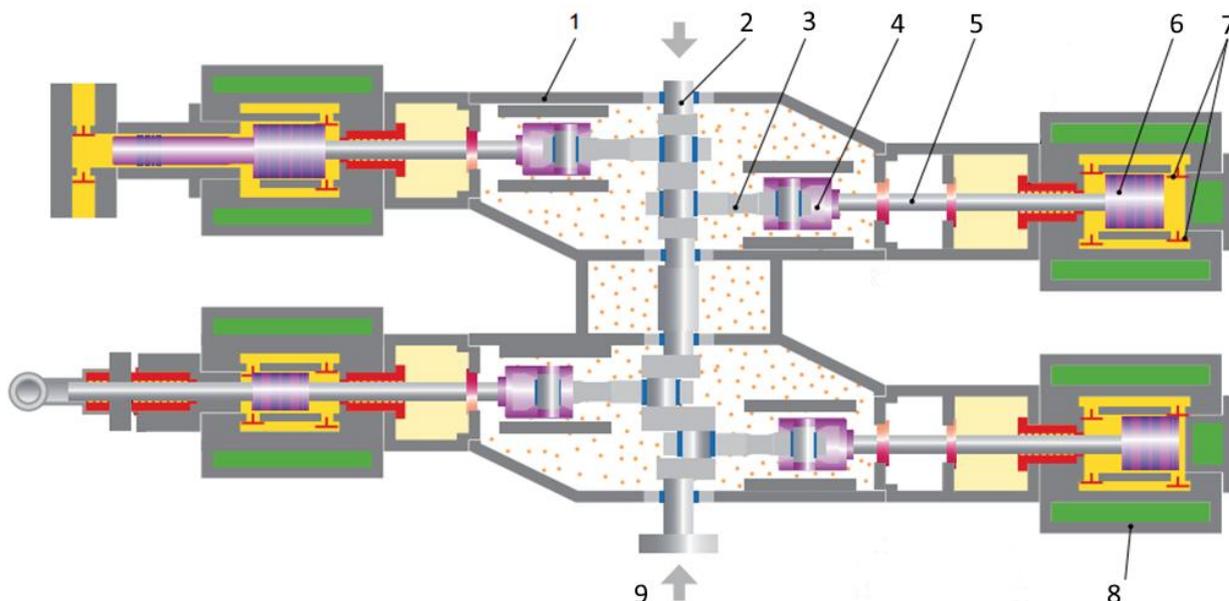


Рисунок 1 – Поршневой компрессор BURCKHARDT 4B2AC2.43_1 [9]:

1 – кривошипно-шатунный механизм, 3 – коленчатый вал, 4 – шатун, 5 – крейцкопф, 6 – шток поршня, 8 – поршень, 9 – клапаны, 10 – цилиндр, 14 – приводной хвостовик вала

Таблица 1 – Параметры компрессора BURCKHARDT 4B2AC2.43_1

Количество цилиндров	4
Число ступеней	2
Ход поршня, мм	250
Число цилиндров 1 ступени	2
Диаметр цилиндра, мм	430
Частота вращения коленчатого вала, грп	370

Частота пульсаций давления на k -ой гармонике f_k , генерируемая компрессором, определяется по формуле:

$$f_k = \frac{k \cdot m \cdot n \cdot z_p}{60}, \quad (1)$$

где k – номер гармоник, m – кратность действия цилиндра, n – частота вращения коленчатого вала, z_p – число поршней.

В соответствии с формулой (1), частоты первых пяти гармоник компрессора равны $f_1=49.3$ Гц, $f_2=98.7$ Гц, $f_3=148$ Гц, $f_4=197.3$ Гц, $f_5=246.7$ Гц.

Далее необходимо провести расчёт амплитуды пульсаций газа на входе в трубопроводную систему и импеданс нагрузки на входе для каждого трубопровода системы.

Импеданс нагрузки на входе в трубопровод был рассчитан по формуле:

$$Z_{load} = \frac{4\rho c}{\pi d^2}, \quad (2)$$

где ρ – плотность газа, c – скорость звука в газе, d – внутренний диаметр трубопровода.

Амплитуда пульсаций расхода для трубопровода была рассчитана в соответствии с методикой, описанной в [7] и затем пересчитана в амплитуду пульсаций давления по следующим формулам:

$$A_p = z \cdot A_Q, \quad (3)$$

где A_p – амплитуда пульсаций давления, z – импеданс нагрузки, A_Q – амплитуда пульсаций расхода.

2 Конечно-элементная модель трубопроводной системы компрессора

Трубопроводная обвязка компрессора включает в себя более 20 трубопроводов. На рисунке 2 в качестве примера показана схема одного из трубопроводных участков.

Наружные диаметры трубопроводных участков изменяются от 45 до 426 мм, толщина стенки трубопроводов – от 4 до 10 мм. Материал трубопроводов – сталь 20.

В соответствии с исходными данными в программном комплексе Ansys с помощью языка APDL были разработаны конечно-элементные параметрические модели трубопроводов с учётом виброакустического взаимодействия пульсирующего рабочего тела со стенками трубопровода. Для расчёта вибрации от пульсирующего потока газа использовался гармонический анализ (модуль Harmonic).

Для моделирования газа использовался конечный элемент FLUID220, для стенки трубопровода – элемент SOLID168. Моделирование взаимодействия газа и податливой стенки трубопровода в программном комплексе Ansys осуществлялось с помощью процедуры FLUID STRUCTURE INTERACTION.

Принятые основные допущения модели: малый средний расход; постоянство среднего уровня давления и плотности; адиабатичность волновых процессов; постоянство массовых коэффициентов, коэффициентов демпфирования и жёсткости гидравлической и механической подсистем; временная неизменность пространственной области.

Граничные условия механической подсистемы задавались путём ограничения соответствующих степеней свободы в узлах расчётной схемы, исходя из реальных условий креплений участков трубопроводов в виде установленных опор.

Граничные условия гидравлической подсистемы задавались в виде амплитуды и частоты пульсаций рабочего тела на входе в трубопровод. Моделирование производилось для каждого случая акустической нагрузки трубопроводов. Амплитуда пульсаций давления рабочей среды рассчитывалась для каждого входа в участки трубопроводной системы. При расчёте вынужденная частота пульсаций давления от компрессора $f_1=49,3$ Гц в трубопроводе задавалась равной 50 Гц.

Результаты расчёта представлены в виде амплитуды виброперемещения для каждого трубопровода и сравниваются с параметрами допускаемых значений вибрации трубопроводов для заданных частот по ГОСТ 32569-2013.

3 Конечно-элементная модель трубопроводов

В соответствии с известными схемами (см., например, рисунок 2) в программном комплексе Ansys были разработаны конечно-элементные модели трубопроводов обвязки компрессора с учётом взаимодействия рабочего тела со стенками трубопровода. На рисунке 3 в качестве примера показаны конечно-элементные модели, разработанные в Ansys.

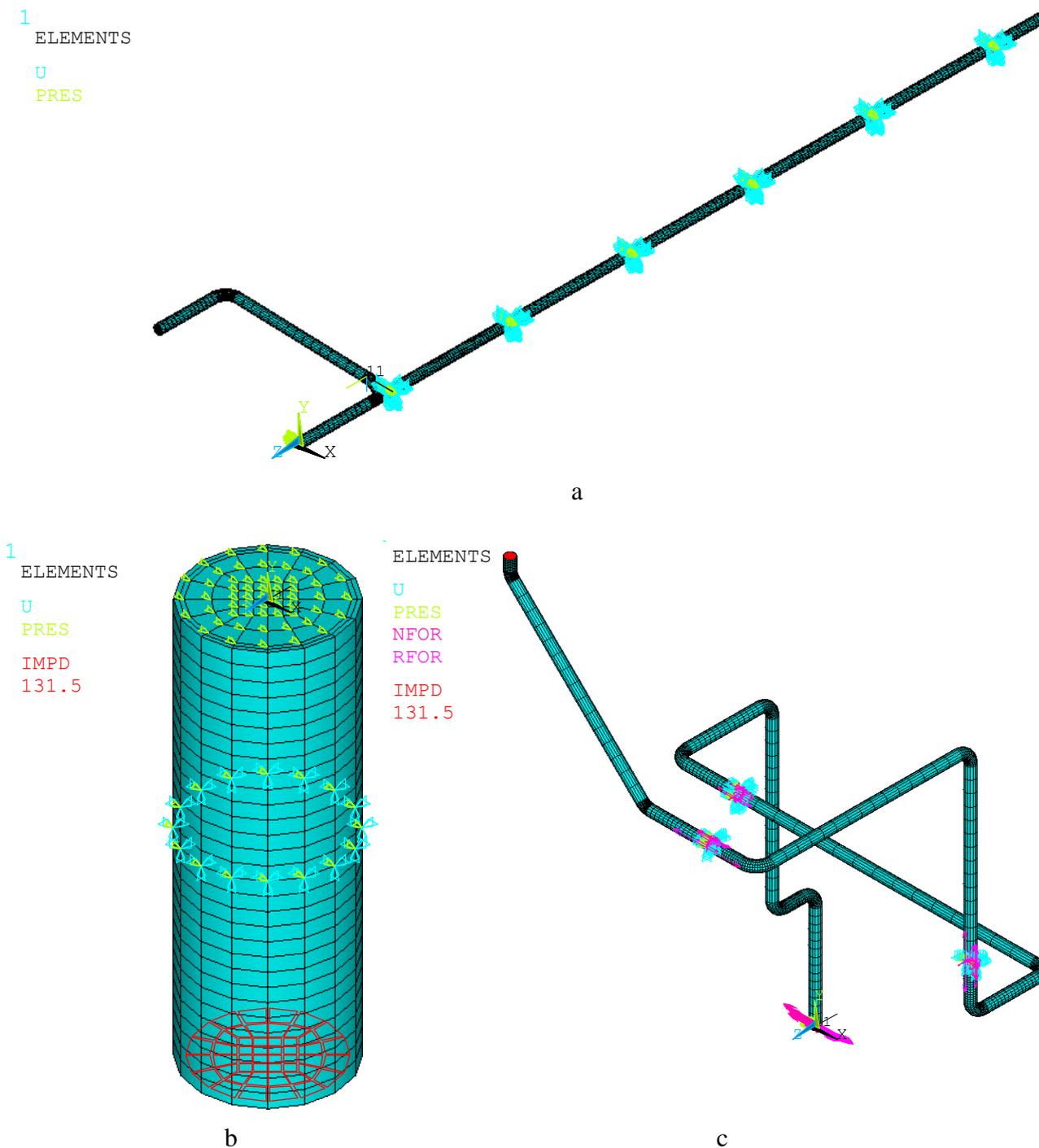


Рисунок 3 – Конечно-элементные модели трубопроводных участков

4 Расчёт вибрации трубопроводов

Результаты расчётов по разработанным конечно-элементным моделям в виде амплитуд виброперемещения на рабочей частоте компрессора 50 Гц показаны на рисунке 4.

В таблице 2 представлены результаты расчёта максимального виброперемещения трубопроводных участков (по трём координатам, суммарное виброперемещение) под действием пульсирующего потока рабочей среды, уровень диапазона допускаемых значения амплитуд

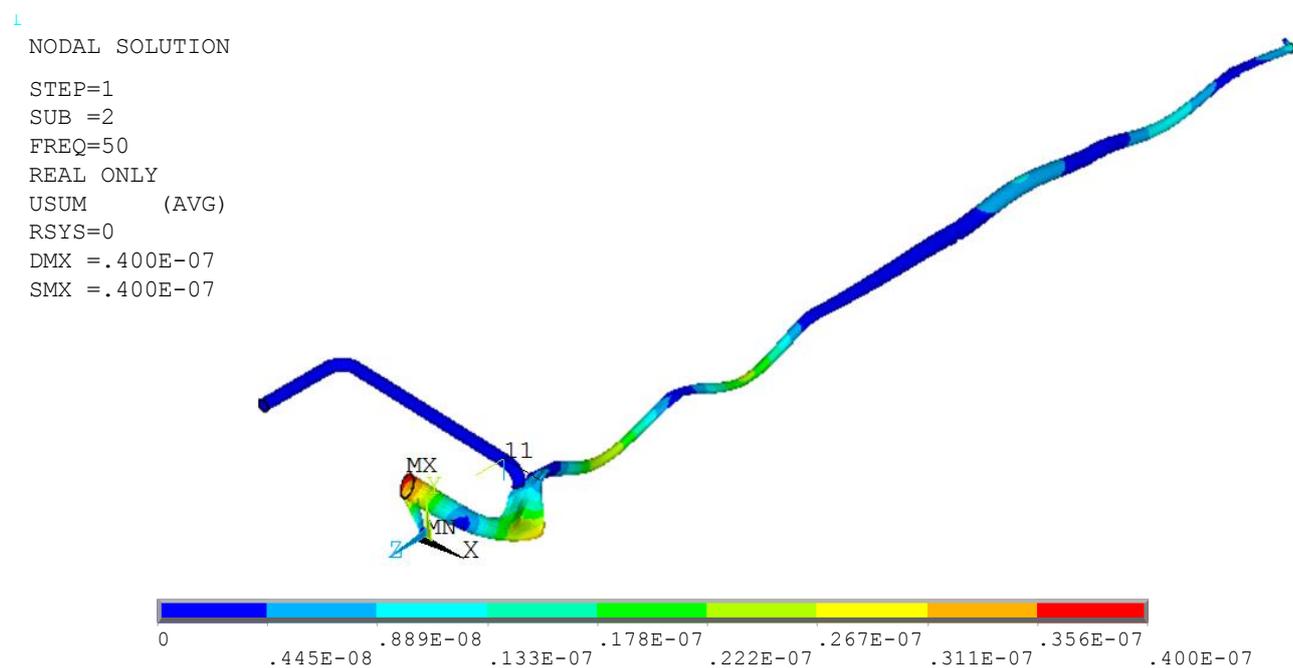
вибрации по ГОСТ 32569-2013, а также вывод о вибрационном состоянии трубопроводного участка.

Таблица 2 – Результаты расчета вибрационного состояния трубопроводных участков

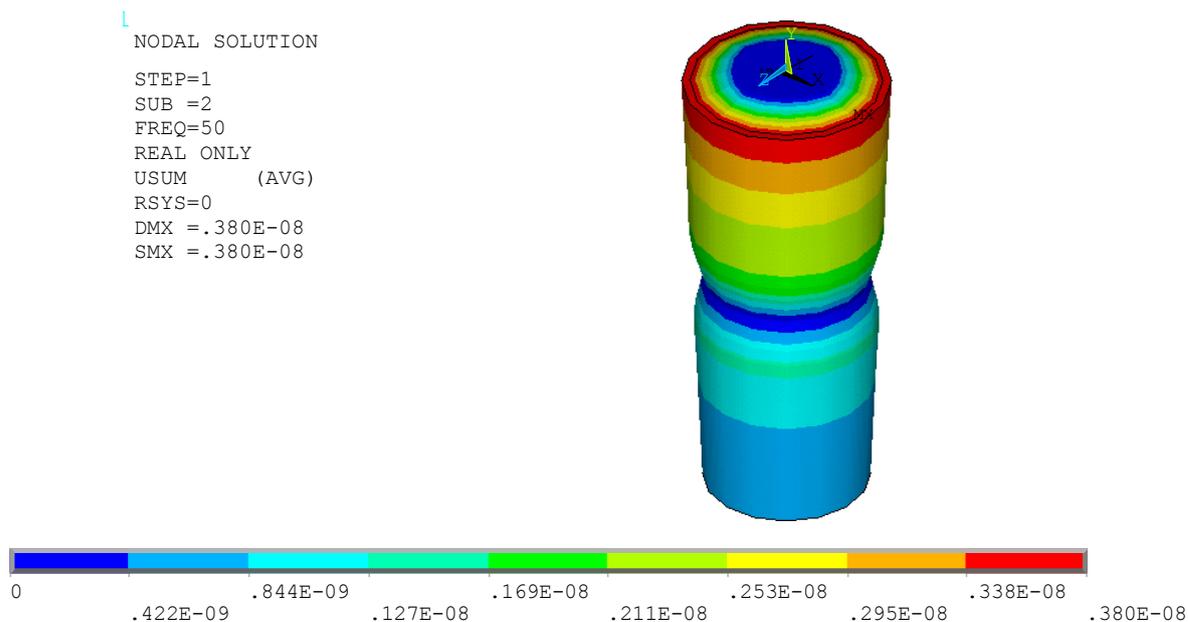
Номер трубопроводного участка	Максимальное виброперемещение, мкм				Уровень диапазона допускаемых значения амплитуд вибрации по ГОСТ 32569-2013	Вибрационное состояние трубопроводного участка
	по координате x	по координате y	по координате z	суммарное		
1	0,02541	0,03004	0,01195	0,03994	1	удовлетворительное
2	0,40221	11,992	22,354	23,73	1	удовлетворительное
3	16,355	4,3494	2,9427	16,438	1	удовлетворительное
4	0,0038	0,00189	0,0038	0,0038	1	удовлетворительное
5	15,371	9,1664	3,6590	16,159	1	удовлетворительное

Необходимо отметить, что для трубопроводных участков 1, 2, 3, 5 преобладающими являются изгибные формы колебаний. Для трубопроводного участка 4 колебания характеризуются оболочечной радиальной формой.

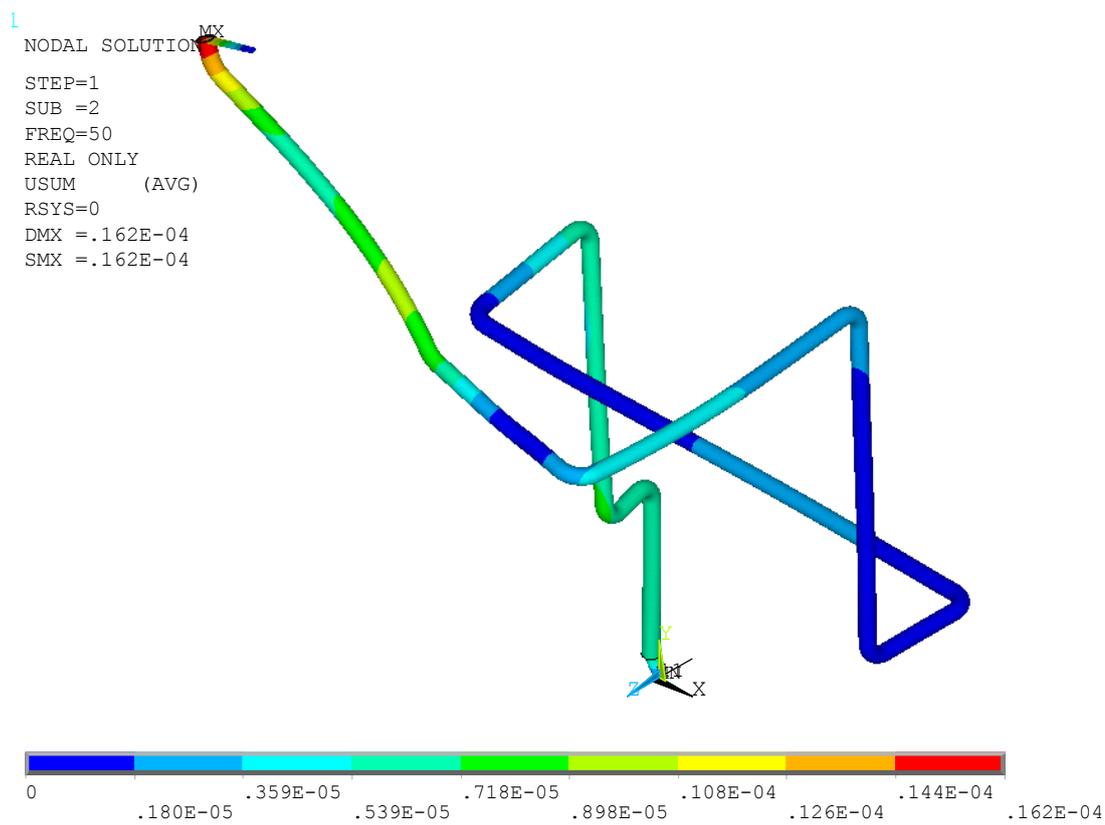
Все рассчитанные значения виброперемещения соответствуют 1 уровню диапазона допускаемых значения амплитуд вибрации по ГОСТ 32569-2013, что соответствует удовлетворительному вибрационному состоянию трубопроводных участков.



a



b



c

Рисунок 4 – Вынужденные формы колебаний трубопроводов на рабочей частоте компрессора 50 Гц:
 а – 426x10 Сталь 20 ГОСТ 8732-78; б – 89x5 Сталь 20 ГОСТ 8732-78; в – 89x7 Сталь 20 ГОСТ 8732-78

Заключение

В статье представлена методика расчёта вибрации трубопроводов, входящих в обвязку поршневого компрессора Burckhardt 4B2AC2.43_1.

На первом этапе проводился расчёт пульсаций давления, вызванных компрессором. Затем результаты этих расчётов были включены в граничные условия для конечно-элементной модели трубопроводных участков, входящих в обвязку компрессора. Конечно-элементные модели трубопроводов были построены с помощью программного комплекса Ansys. Для анализа силового возбуждения использовался модуль Harmonic. Результаты расчётов по разработанной модели были получены в виде амплитуд виброперемещений по длине трубопроводных участков.

Результаты расчёта, полученные для каждого трубопроводного участка в виде амплитуды виброперемещения трубопровода, сравнивались с допускаемыми значениями для рассматриваемых частот по ГОСТ 32569-2013.

Результаты расчётов показали, что амплитуды виброперемещения трубопроводных участков соответствуют 1 уровню диапазона допускаемых значений, что свидетельствует об их удовлетворительном вибрационном состоянии.

Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России в области научной деятельности (Проект № FSSS-2023-0008).

Список использованных источников

1. Bermúdez, A. Modelling compressors, resistors and valves in finite element simulation of gas transmission networks / A. Bermúdez, M. Shabani // *Applied Mathematical Modelling*. – January 2021. – vol. 89, part 2. – pp. 1316–1340.
2. Li, F. Analysis and reconstruction of super-high pressure compressor pipeline vibration / F. Li, D. Wang, L. Liu, J. Zhao // *International Conference on Advanced Technology of Design and Manufacture (ATDM 2010)*. – Beijing, China, 2010. – pp. 153-156.
3. Hicham, F. Fluid-structure interactions of internal pressure pipeline using the hierarchical finite element method / F. Hicham, A. Hadjoui, O. Nabil // *Advances in Mechanical Engineering*. – September 2021. – vol. 13, issue 9.
4. Wu, J. Study on Fluid-Structure Coupling Vibration of Compressor Pipeline / J. Wu, C. Li, S. Zheng, J. Gao // *Shock and Vibration*. – 2019. – vol. 2019. – pp. 1-12.
5. Lavooij, C. S. W. Fluid-structure interaction in liquid-filled piping systems / C. S. W. Lavooij, A. S. Tusseling // *Journal of Fluids and Structures*. – September 1991. – vol. 5, Issue 5. – pp. 573-595.
6. ГОСТ 32569-2013. Трубопроводы технологические стальные. Требования к устройству и эксплуатации на взрывопожароопасных и химически опасных производствах : дата введения 01.01.2015.
7. Landau, L. D. Fluid mechanics, by L. D. Landau and E. M. Lifshitz ; translated from the Russian by J. B. Sykes and W. H. Reid. / L. D. Landau, E. M. Lifshitz. – London: Pergamon Press, 1987.
8. Шорин, В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В. П. Шорин. – Москва : Машиностроение, 1980. – 156 с.
9. Инструкции по эксплуатации IM200205ru для технологического компрессора. Перевод оригинальных инструкций.

Vibroacoustic modeling of a compressor piping system

- T. B. Mironova** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants named after V. P. Shorin; Samara National Research University, Samara; mironova.tb@ssau.ru
- P. D. Rekadze** | Candidate of Science (Engineering), Design Engineer of NII-201 (Institute of Acoustics of Machines) of Institute of Engine and Power Plant Engineering; Samara National Research University, Samara; rekadze.pd@ssau.ru
- A. B. Prokofev** | Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Theory of Aircraft Engines named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara; prok@ssau.ru

The paper presents a finite element model of the compressor piping, developed in the Ansys software package using the APDL language. The finite element model was developed taking into account the real conditions of fastening pipeline sections in the form of installed supports. The calculation of the pipeline system began with the calculation of flow pulsations generated by the compressor, which were converted into pressure pulsations. The calculation results in the form of pipe vibration amplitude were obtained for each piping pipeline. The results obtained were compared with the vibration parameters recommended by GOST 32569-2013.

Keywords: finite element mode; pipe; support; vibration; pulsation

Citation: Mironova, T. B., Rekadze, P. D. and Prokofev, A. B. (2024), "Vibroacoustic modeling of a compressor piping system", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 10, no. 1, pp. 68–77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-68-77

References

1. Bermúdez A., Shabani M. (2021), "Modelling compressors, resistors and valves in finite element simulation of gas transmission networks", *Applied Mathematical Modelling*, vol. 89, part 2, pp. 1316–1340.
2. Li, F., Wang, D.; Liu, L. and Zhao, J. (2010), "Analysis and reconstruction of super-high pressure compressor pipeline vibration", *International Conference on Advanced Technology of Design and Manufacture (ATDM 2010)*, Beijing, China, pp. 153-156.
3. Hicham, F., Hadjoui, A. and Nabil, O. (2021), "Fluid-structure interactions of internal pressure pipeline using the hierarchical finite element method", *Advances in Mechanical Engineering*, September 2021, vol. 13, issue 9.
4. Wu, J., Li, C., Zheng, S. and Gao, J. (2019), "Study on Fluid-Structure Coupling Vibration of Compressor Pipeline", *Shock and Vibration*, Hindawi, vol. 2019, pp. 1-12.
5. Lavooij, C. S. W. and Tusseling, A. S. (1991), "Fluid-structure interaction in liquid-filled piping systems", *Journal of Fluids and Structures*, September 1991, vol. 5, issue 5, pp. 573-595.
6. Federal Agency for Technical Regulation and Metrology (2015), *GOST 32569-2013 : Truboprovody tekhnologicheskie stal'nye. Trebovaniya k ustroystvu i ekspluatatsii na vzyvopozharoopasnykh i khimicheskii opasnykh proizvodstvakh* [Industrial steel pipe-lines. Requirements for design and operation in explosive and chemically dangerous industries].
7. Landau, L. D. and Lifshitz, E. M. (1987), *Fluid mechanics*, by L.D. Landau and E.M. Lifshitz ; translated from the Russian by J. B. Sykes and W. H. Reid, Pergamon Press, London.
8. Shorin, V. P. (1980), *Vibration damping in the aviation pipelines*, Mashinostroenie, Moscow., 156 p. (In Russian).
9. Operating instructions IM200205en for process compressor. Burckhardt Compression AG.