

Проектирование стенда для проведения испытаний сейсмической стойкости поворотных обратных затворов

М.С. Михайлов¹, Ю.А. Соболева¹, Н.В. Дмитриченко²

¹*Институт конструкторско-технологической информатики РАН*

²*ООО Углеродные материалы*

Аннотация: Испытания по определению сейсмической устойчивости элементов трубопроводных систем, в частности трубопроводной арматуры, входят в список необходимых для подтверждения работоспособности элемента. В данном исследовании был разработан стенд для проведения испытаний по определению сейсмической устойчивости поворотных обратных затворов, являющихся разновидностью трубопроводной арматуры. Был проведен конечно-элементный расчет, получены данные о максимальных деформациях, напряжениях и перемещениях элементов конструкции, проведен расчет отклика стола установки на сейсмическое воздействие. Получившиеся в результате значения перемещений конструкции стола не превышают предельных значений, назначенных техническими требованиями и не приводят к искривлениям конструкции и разрушениям соединений, что позволяет перейти от проектирования к изготовлению и вводу в эксплуатацию стенда.

Ключевые слова: вибрационные испытания, стенд определения сейсмической стойкости, трубопровод, трубопроводная арматура, поворотный обратный затвор, математическое моделирование, метод конечных-элементов, прочностной расчет, имитационное моделирование, напряженно-деформированное состояние.

Введение

Активное развитие трубопроводных систем связано с их применением в различных областях таких, как: водоснабжение, нефтегазовая и химическая отрасли [1 – 3]. По данным Global Energy Monitor в 2015 году общая длина всех нефтепроводов мира составляла 120879,1 км, а в 2020 году уже 151043,4 км, для газопроводов это 7032 км и 12368,3 км, соответственно. Основными элементами этих значимых для человека систем являются: соединенные участки труб, по которым перемещается рабочая среда; защитные и уплотнительные элементы; арматуры различного назначения; контрольно-измерительные приборы и устройства автоматического управления [4, 5]. Каждый элемент трубопровода может быть улучшен различными методами, что в перспективе позволит увеличить рабочий ресурс всей системы [6, 7].

Герметичность – один из важнейших показателей состояния трубопроводов, нарушение которого приводит к крайне нежелательным последствиям [8, 9]. Одной из причин нарушения герметичности является вибрация, которой может быть подвержена как вся система, так и отдельные ее части [10, 11]. Причины возникновения этого явления в системе могут быть следующие: гидродинамика рабочих сред, динамические нагрузки от вращающихся элементов, вихреобразование и резонанс [12 – 14]. Эти процессы должны учитываться при проектировании трубопроводной арматуры, так как герметичность является основным свойством, контролируемым согласно ГОСТ Р 53402-2009 «Арматура трубопроводная. Методы контроля и испытаний» на всех этапах испытаний перед вводом в эксплуатацию [15]. Таким образом, герметичность напрямую связана со стойкостью к вибрационному воздействию, следовательно, возникает потребность в испытаниях по определению сейсмической стойкости элементов трубопроводной системы [16, 17].

Разработано несколько подходов к решению данного вопроса [18, 19]. В исследовании Ю. Яна и М. Чайя был изучен механизм нарушения герметичности трубопроводов, в результате усталостного разрушения и вибрации [20]. В рамках работы использовался электромагнитный вибростенд. В статье А. Рави Кирана и М. К. Агравала рассматривалась сейсмостойкость трубопроводных систем с храповым механизмом [21]. Оценка храповика проводилась численным методом, который был подтвержден испытаниями на вибростенде. В работе Ю. Ванга, А. Хиа, Г. Циня была предложена оценка вибро- и сейсмостойкости трубопроводов методом вероятностного моделирования [22]. Данный подход позволяет учитывать случайные факторы, связанные с пространственно-временными сейсмическими колебаниями в различных направлениях, а также вероятностный фактор, связанный с окружающей трубопроводы средой.

Д. Чжан в своей статье исследовал вибро- и сейсмостойкость трубопроводных систем динамическим моделированием с использованием метода конечных элементов [23]. Данный метод позволит оценивать вибро- и сейсмостойкость с учетом коэффициента трения в фитингах, диаметра и длины трубопроводов.

Таким образом, ведутся не только практические исследования с использованием стендов, но и исследования с помощью имитационного моделирования [24, 25]. Результаты, полученные численными методами требуют фактического подтверждения, следовательно необходимы стенды для испытаний на вибрационное воздействие, в ходе которых будут получены значения показателей вибрационной прочности и стойкости. Цель данной работы – разработка стенда для проведения испытаний по определению сейсмической устойчивости поворотных обратных затворов.

Узлы стенда и их функционал

Принцип действия разработанного стенда основан на формировании направленной силы при гармоническом возбуждении платформы для имитации сейсмического воздействия.

Представленный на рис. 1, стенд является сборной металлической конструкцией из следующих составных элементов: вибрационной установки (1); усилителя мощности (2); панели управления стендом с пультом управления (3); вентилятора (4). Система воздушного охлаждения, состоящая из вентилятора, позволяет сохранять определенный уровень температуры, за счет подачи воздуха в рабочую область установки. Усилитель мощности предназначен для управления электрическими вибрационными устройствами, входящими в состав вибрационной установки. При помощи усилителя повышается уровень сигнала возбуждения от внешнего источника и происходит генерация постоянного тока. Необходимый уровень воздействия и передача его на усилитель

контролируется при помощи панели управления с использованием пульта. Также в состав стенда входит диагностические устройства, предназначенные для контроля величины вибрационного воздействия стенда.

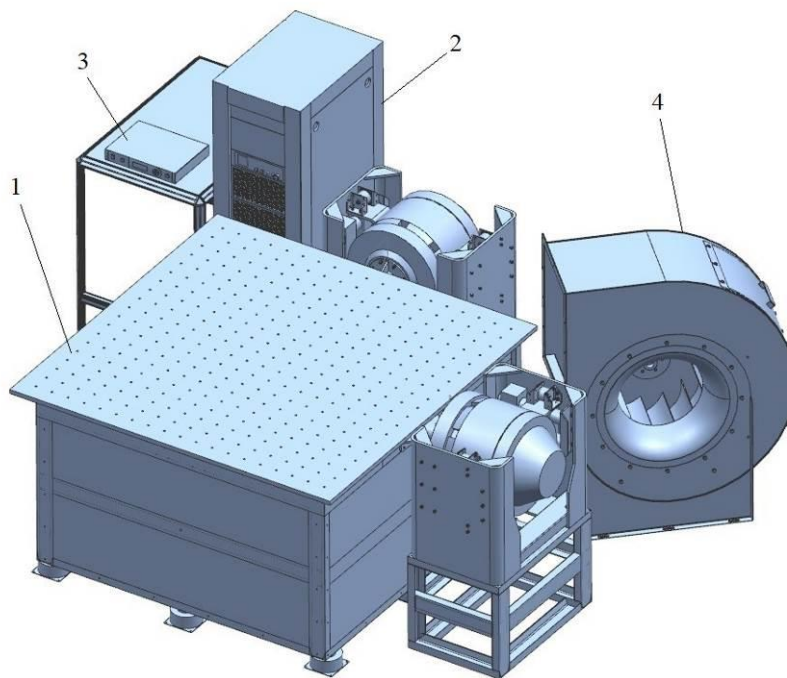


Рис.1. – Конструкция Стенда

Вибрационная установка предназначена для стабильной и непрерывной генерации вибрационного воздействия. Конструкция вибрационной установки рис. 2. состоит из основания (1) на котором установлен стол якоря (2) и присоединены вибродвигатели (3), обеспечивающие гармонические нагрузки в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Основание представляют собой сварную металлическую конструкцию из стандартизированных профилей – рамы основания, к которому посредством винтового соединения присоединен листовой металл – обшивка и посредством сварки – стол якорь. Рама основания посредством шпилечного соединения устанавливается на виброопоры, обеспечивающие свободные колебания рамы основания по всем направлениям.

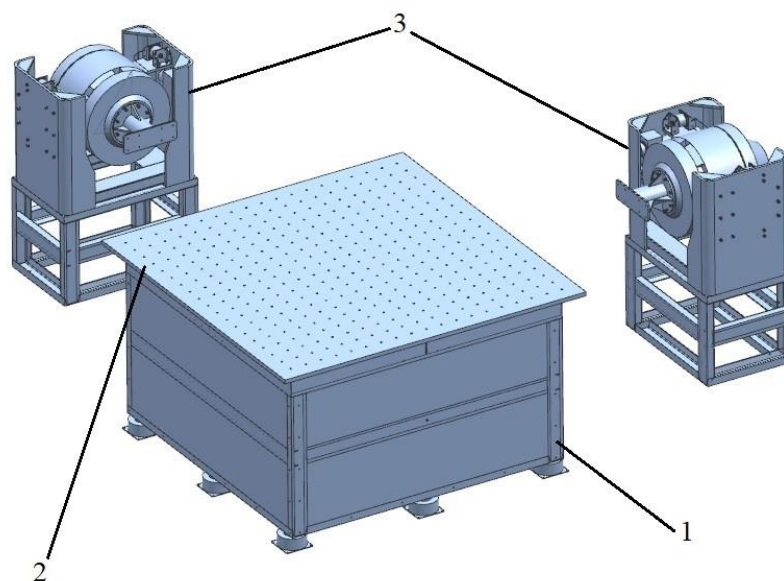


Рис.2. – Конструкция вибрационной установки:
1 – основание, 2 – стол якоря, 3 – вибродвигатели

Вибродвигатели Стенда выполнены в двух исполнениях: горизонтальный – для генерации вибрационного воздействия в горизонтальной плоскости и вертикальный – для генерации вибрационного воздействия в вертикальной плоскости рис. 3.

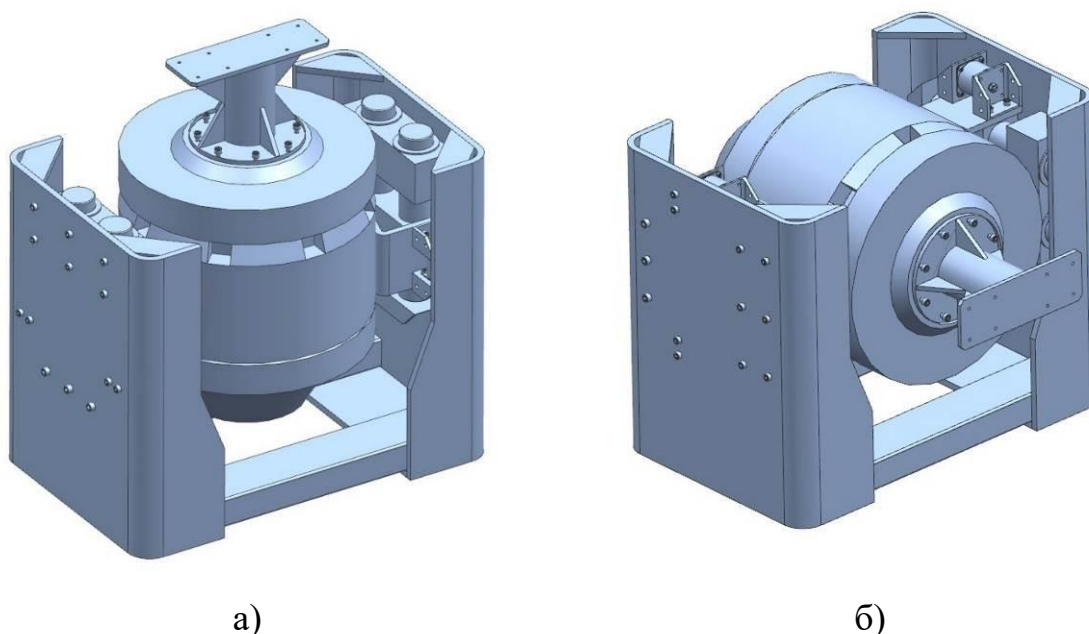


Рис.3. – Вибродвигатели: а) – вертикальный, б) – горизонтальный

Конструкция вибродвигателя состоит из цапфы, электродинамического вибродвигателя и виброизоляции цапфы.

Цапфа вибродвигателя представляет собой сварную металлическую конструкцию из стандартизированных профилей и листового металла. Цапфа вибродвигателя предназначена для крепления виброизоляции цапфы и электродинамического вибродвигателя. Конструкция цапфы вибродвигателя состоит из основания, перекладин, опорных листов и косынок.

Виброизоляция цапфы предназначена для изоляции конструкции цапфы от распространяющейся по ней вибрации при работе вибродвигателя. Конструкция виброизоляции цапфы состоит из двух пар-опор между которыми установлена виброопора. Кронштейн с втулкой и упор необходимы для установки направляющих валов. Каретка служит опорным элементом для вибродвигателя.

Одна из опор в паре виброизоляции цапфы фиксируется на стенке цапфы, а другая соединяется с креплением вибродвигателя посредством болтового разъемного соединения. Упор и кронштейн крепятся к стенке цапфы посредством болтового соединения.

Электродинамический вибродвигатель – это ключевой элемент в процессе формирования вибрационных нагрузок. Принцип работы такого двигателя основывается на создании направленной силы в проводнике, а этот проводник имеет возможность пропуска электрического тока и расположен в магнитном поле. Проводник базируется на основе в форме цилиндра, и является частью испытательной установки. Закрепление проводника происходит в зоне радиального магнитного поля.

Продольная сила, которая пропорциональна току, проходящему через проводник, действует на движущуюся часть механизма. Из-за такой подвесной системы катушка может находиться в радиусе магнитного поля, и

имеет возможность перемещаться движущейся части на определенное расстояние, определяемое при помощи номинального перемещения.

К подвижному торцу электродинамического вибродвигателя посредством винтового соединения присоединяется фланец для соединения с основанием стенда.

Горизонтальный вибродвигатель устанавливается на платформу и закрепляется на нем посредством болтового соединения. Конструкция платформы представляет собой сварную металлическую конструкцию из стандартизированных профилей.

Перед проведением испытаний установку и крепление арматуры к платформе производят при помощи технологической оснастки, позволяющей передать имитирующие сейсмические воздействия от платформы вибростенда к арматуре, которая испытывается с минимальными искажениями. На стенде через панель управления выставляются требуемые параметры в соответствии с программами и методиками. Далее приступают к проведению испытаний. Во время испытаний обязательно нужно зафиксировать моменты появления предельных состояний и момент отказа арматуры. По завершению необходимо совершить контрольную проверку на основании программ и методик испытаний.

Методы исследования

Для изучения напряженно-деформированного состояния стенда было применено конечно-элементное моделирование. Данный метод имеет возможность настройки в широком спектре, и это дает возможность адаптировать существующую расчетную схему к индивидуальной геометрии конкретной области и к граничным параметрам, что является самым главным преимуществом данного метода, которое дает возможность существенно уменьшить временные затраты на вычисление.

Используемые математические модели базируются на соответствующих аналитических расчетах. Основой для аналитических исследований является трехмерная задача теории пластичности при активном нагружении:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{ij,j} = 0 \text{ in } V; \\ \sigma_{ij} = F_{ij}(\varepsilon_{kl}) \text{ in } V \cup \Sigma; \\ \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \text{ in } V; \\ u_i = u_i^e \text{ on } \Sigma_{u1}; u_i = 0 \text{ on } \Sigma_{u2}; \\ \sigma_{ij}n_j = 0 \text{ on } \Sigma_\sigma, \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\varepsilon_{kl}, \sigma_{ij}$ – соответствующие декартовы элементы матрицы деформаций и матрицы напряжений; u_i – элементы тензора перемещений; $F_{ij}(\varepsilon_{kl})$ – функция, описывающая нелинейную пластичности; $u_{i,j}$ – смешанные частные производные; u_i^e – это конечные перемещения поверхностных секторов Σ_{u1} рассматриваемого объекта;

При этом, сектор поверхности Σ_{u2} считаем жесткой заделкой с нулевыми перемещениями.

Рассматривая плоскую тонкую пластину в виде параллелепипеда с отверстием, ребра которой параллельны осям координат, получаем следующие выражения для перемещений:

$$\begin{array}{l} u_1^e = U(t) = \dot{U}_0 t \\ u_2^e = u_3^e = 0 \end{array} \quad (2)$$

Расчет прочности сейсмостенда необходим для расчета самых нагруженных областей и составляющих сейсмостенда, в условиях максимальной загрузки.

Для того чтобы объективно оценить состояние структуры сейсмостенда, во время проведения исследований, обязательно нужно сделать анализ напряженно-деформированного состояния элементов, с использованием различных методов математического моделирования, с использованием конечных элементов. Проводится этот анализ при критических статических нагрузках в условиях нормального расчетного режима в конечноэлементной программе с автоматизированным разбиением общей структуры на конечные элементы.

Такая упрощенная версия анализа, представленная выше, представляет собой быстрый и энергоэффективный метод выявления нагруженных областей, и позволяет провести оценку начальных и граничных условий расчета. Анализ позволяет определить наиболее релевантные зоны конструкции, которым необходим более детальный анализ.

Основываясь на исходных данных по нагружению Стенда, в прочностном расчете необходимо определить максимальные перемещения и напряжения в деталях всех подсистем под собственным весом и с учетом постоянной статической нагрузки на стол в 200 кг.

При расчете отклика сейсмостенда на имитационное сейсмическое воздействие необходимо определить собственные частоты колебаний, максимальные перемещения и напряжения в деталях подсистемы Стол нагруженных в двух направлениях: по вертикали (1 расчетный случай) и по горизонтали (2 случай расчета). Ввиду симметричности подсистемы в горизонтальных направлениях во 2 расчетном случае достаточно рассматривать нагружение подсистемы только в одном из двух направлений.

В рамках увеличения эффективности проведения расчетов все крепежные детали были удалены из сборки, и заменены на условия связывания поверхностей, работающие аналогично крепежному элементу.

При создании правильной конечно-элементной сетки применялись внутренние возможности моделирования элементов между параметрами и также параметры формы и размеров составляющих рисунка 4.

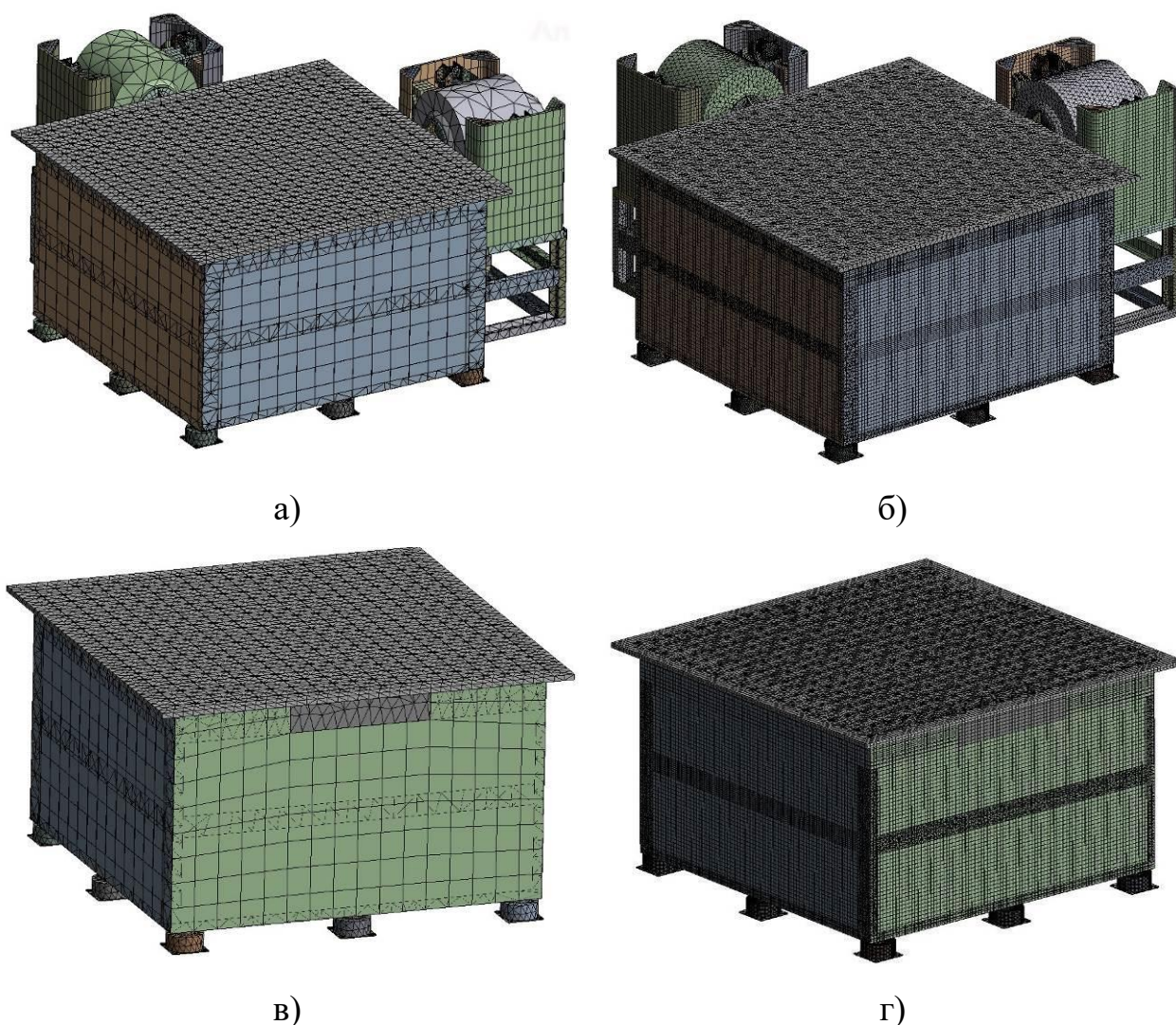


Рис.4. – Конечно-элементная сетка структура сейсмостенда с использованием объемной визуализации, составленная в автоматическом режиме (а), параметризованная исходя из индивидуальных параметров детали (б), автоматическое распределение конечных элементов в объеме модели стола для расчетов отклика стола на имитационное сейсмическое воздействие (в) и параметризованное с учетом особенностей детали (г)

Результаты исследования и их обсуждение

В итоге исследования были выявлены значения максимальных напряжений, деформаций, и перемещений, составляющих конструкции стенда. Они представлены на рисунках 5-7 и в таблице 1.

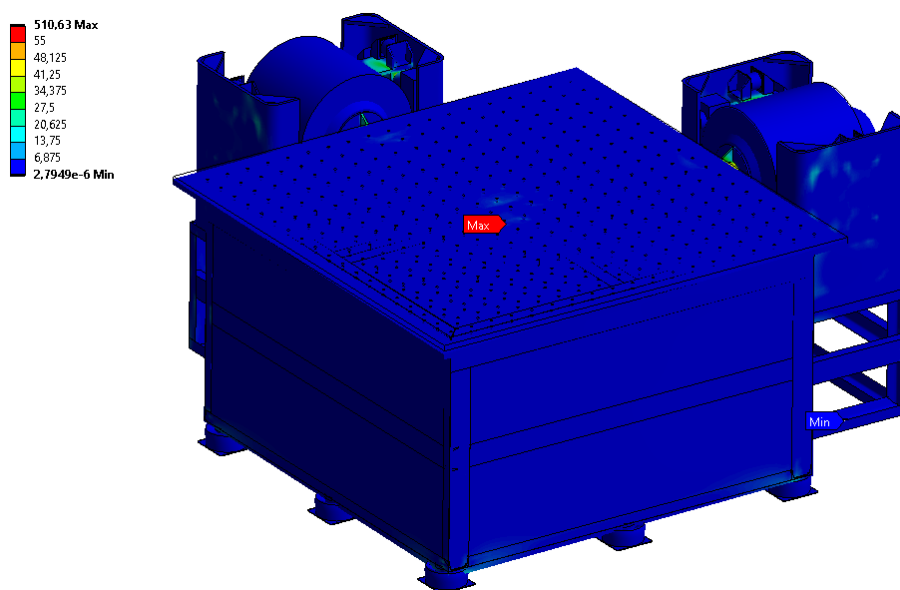


Рис.5. – Объемная визуализация напряженного состояния стенда, МПа

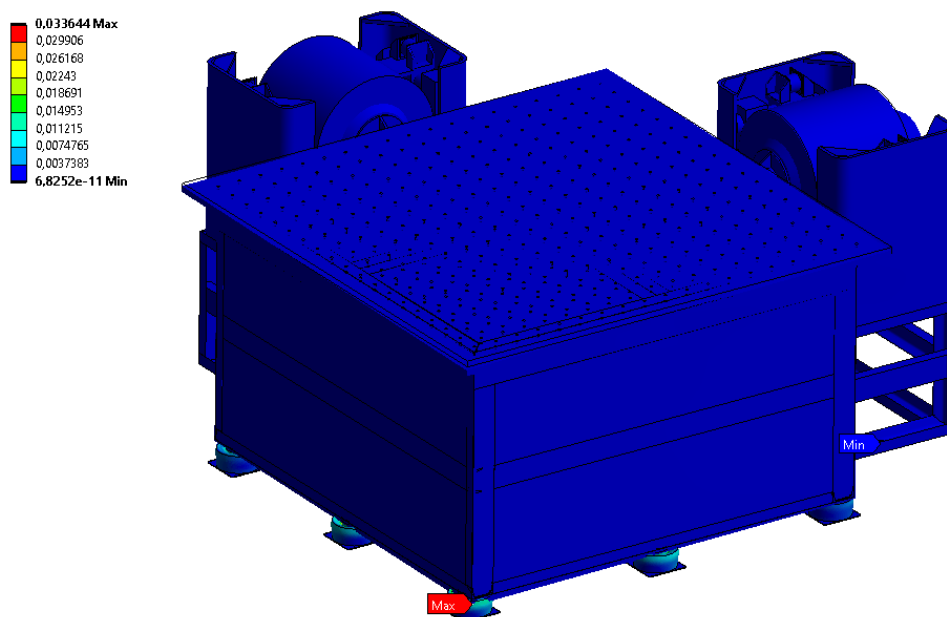


Рис. 6. – Распределение равнозначных стенда с использованием объемной визуализации, %

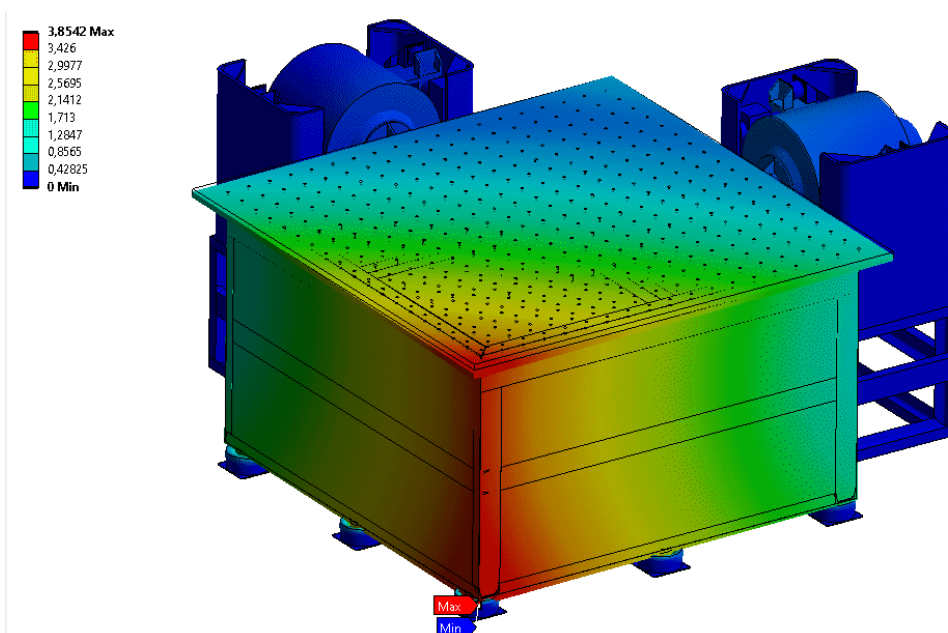


Рис. 7. – Визуализация наибольших перемещений в стенде, мм

Таблица № 1

Напряженно-деформированное состояние элементов стенда

Рассматриваемый узел стенда	Наибольшее эквивалентное напряжение σ_{max} , МПа	Наибольшая деформация Δ_{max} , %	Наибольшее перемещение δ_{max} , мм
Рамы двигателей	30	0,04	0,13
Двигатели	55	2,70	1,64
Кожухи двигателей	20	0	0,27
Рама стол	30	3,36	3,85
Столешница	15	0,06	3,85

Чтобы получить отклик от системы во время однофакторного метода (SPRS), нужно сделать объединение вкладов максимальных перемещений по рассмотренным формам колебаний.

При ситуации, в которой все собственные формы появляются одновременно, их объединение происходит при помощи алгебраического сложения. Хотя вероятность такого события крайне низкая, как следствие,

объединение форм нужно осуществить наиболее реалистичными методами, одним из таких методов будет метод квадратного корня из суммы квадратов.

В представленном здесь расчете применяется линейно-спектральный анализ из-за того, что нагрузка представляется в форме спектра ответа.

В процессе расчета отклика стола на имитационное сейсмическое воздействие его модель целенаправленно подверглась упрощению за счет исключения мелких и малонагруженных конструктивных элементов. Разработанная расчетная модель стола представлена на рисунке 8.

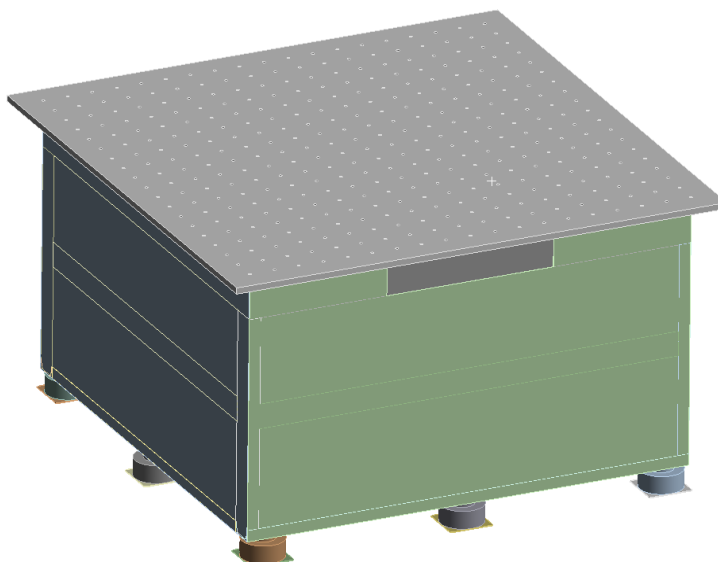


Рис. 8. – Расчетная модель стола

В процессе проведения прочностного расчета модели стола, в соответствии с условиями эксплуатации и на основании анализа конструкции стенда, была разработана расчетная схема многофакторного нагружения стола (представлены в таблице 3), состоящая из двух расчетных случаев:

1. нагрузки действуют на стол по вертикали;
2. нагрузки действуют на стол по горизонтали. Ввиду того, что конструкция стола в горизонтальной плоскости симметрична, достаточно проведения расчета по одной из основных координат (X или Y).

Таблица № 2

Параметры нагружения стола для определения его отклика на имитационное сейсмическое воздействие

Вид нагружения	Значение
Диапазон частот, Гц	5 – 3500
Номинальная вынужденная сила (синусоидальная), кН	1 – 10
Максимальное ускорение, m/s^2	до 980

Главными фактором работоспособности стола является его максимальное допустимое перемещение, составляющее 51 мм.

При проведении частотного анализа для упрощения применялись нижеприведённые гипотезы:

– все материалы в стенде обладают свойством сплошности и однородности;

– отсутствует диссипация энергия на фазовые и структурные переходы в материалах;

– при изменении напряженно-деформированного состояния отсутствует диссипация энергия на разогрев;

– приложенные нагрузки не изменяются во времени по величине и направлению.

В целях выполнения методом конечных элементов расчета отклика стола на имитационное сейсмическое воздействие, элементам конечноэлементной модели были назначены характеристики конструкционной стали. При расчете отклика стола на имитационное сейсмическое воздействие считаем нижнюю часть опор стола недвижимой, поскольку она жестко закреплена, и ограничивается ее перемещением по осям декартовой системы координат XYZ. Также было ограничено вращение вокруг всех осей координат.

В таблицах 3 и 4 представлены результаты расчета отклика стола на имитационное сейсмическое воздействие. Ввиду того, что наибольшие перемещения возникают при первых 8 собственных частотах, то результаты перемещений будут представлены только для них.

Таблица № 3

Итоги расчета отклика конструкции стола на имитационное сейсмическое воздействие при нагружении в 1 расчетном случае с оптимизированной КЭС

Элемент конструкции	Максимальные перемещения δ_{max} , мм	Частота колебаний, провоцирующая максимальные деформации, Гц	Собственные частоты, Гц
Столешница	19,459	26,903	10,510
Рама столешницы	19,459	12,671	12,752
Опоры	19,88	26,903	13,871
			18,713
			18,872
			26,587
			26,731
			28,251

Таблица № 4

Итоги расчета отклика конструкции стола на имитационное сейсмическое воздействие при нагружении во 2 расчетном случае с оптимизированной КЭС

Элемент конструкции	Максимальные перемещения δ_{max} , мм	Частота колебаний, провоцирующая максимальные деформации, Гц	Собственные частоты, Гц
Столешница	17,314	14,125	10,593
Рама столешницы	17,011	13,300	13,152
Опоры	14,968	13,411	14,215
			17,444
			19,347
			27,120
			32,069
			32,714

Визуализация собственных форм колебаний и перемещений в твердотельной модели стола под действием прикладываемых нагрузок для двух расчетных случаев представлены на рисунках 9 - 16.

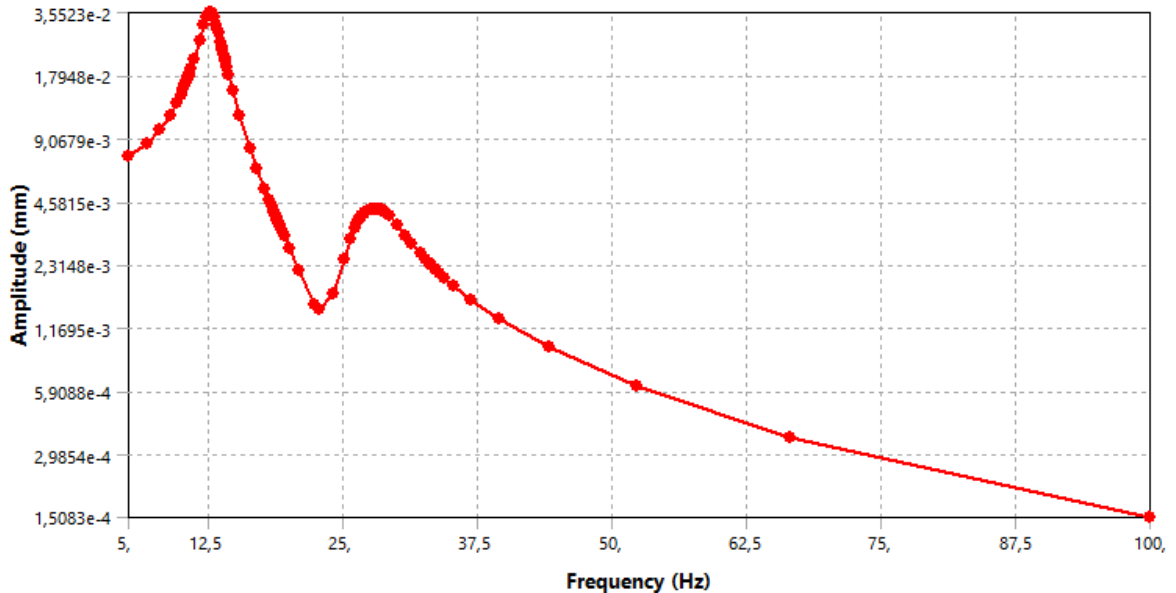


Рис. 9. – График амплитуды колебания стола [в 1 расчетном случае], мм

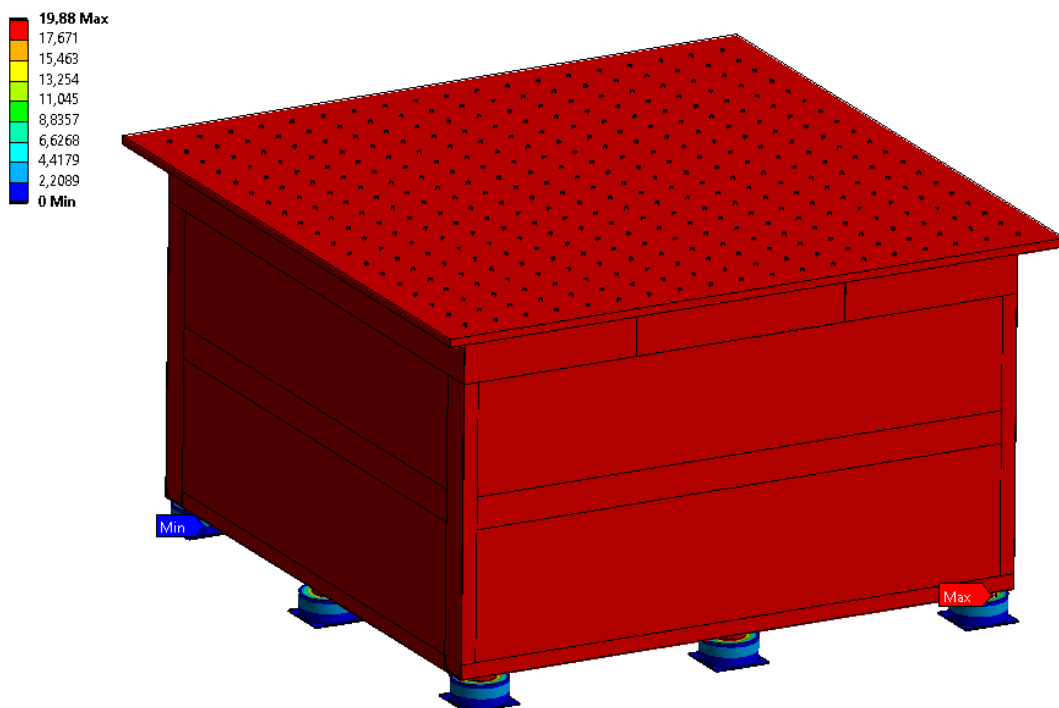


Рис. 10. – Распределение максимальных перемещений в объеме модели стола [в 1 расчетном случае], мм

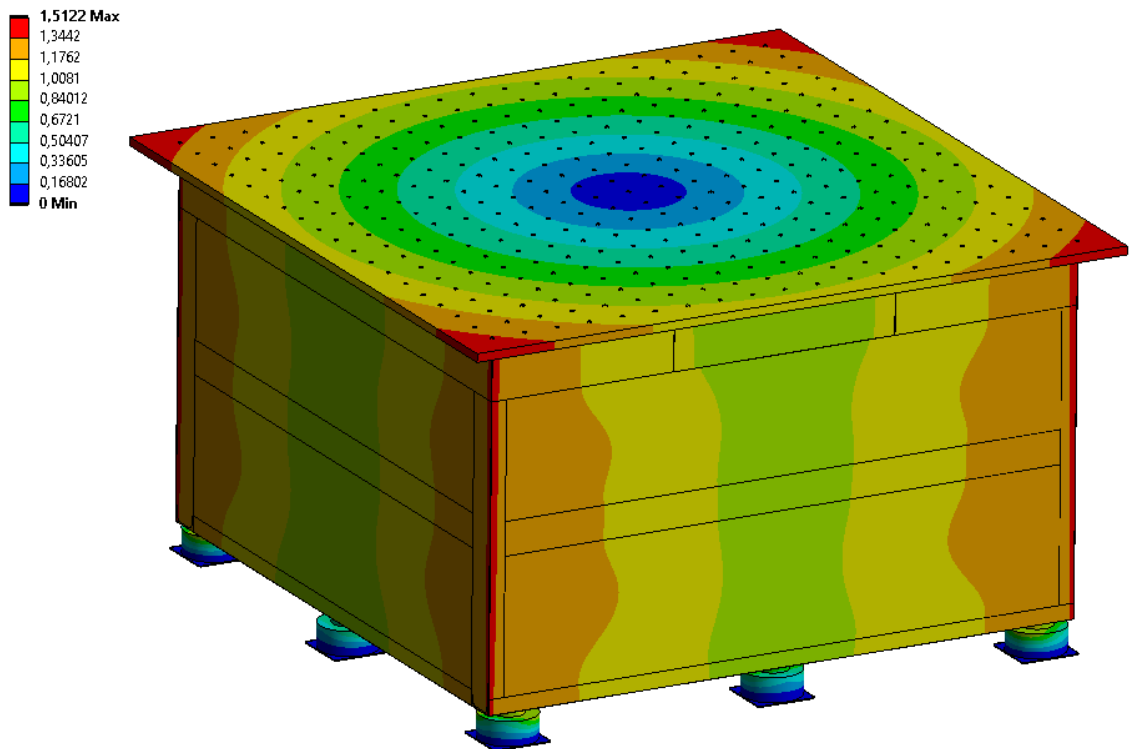


Рис. 11. – Собственные формы стола, при частоте 1 [в 1 расчетном случае],
мм

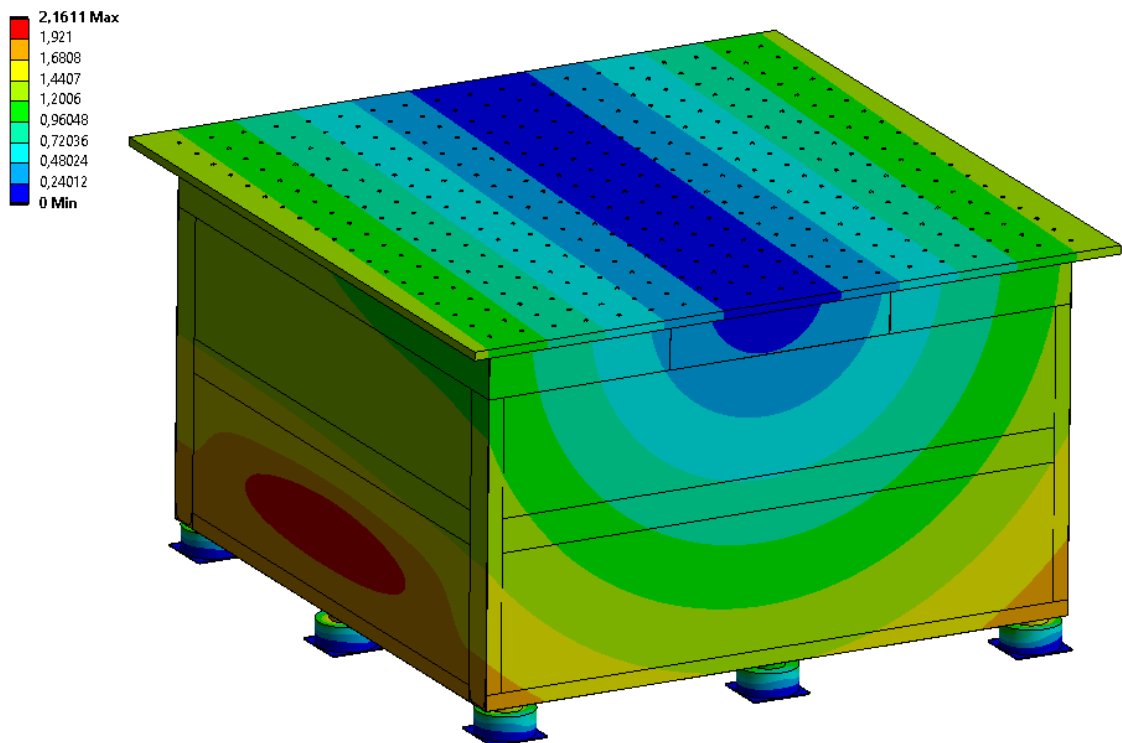


Рис. 12. – Собственные формы стола, при частоте 3 [в 1 расчетном случае],
мм

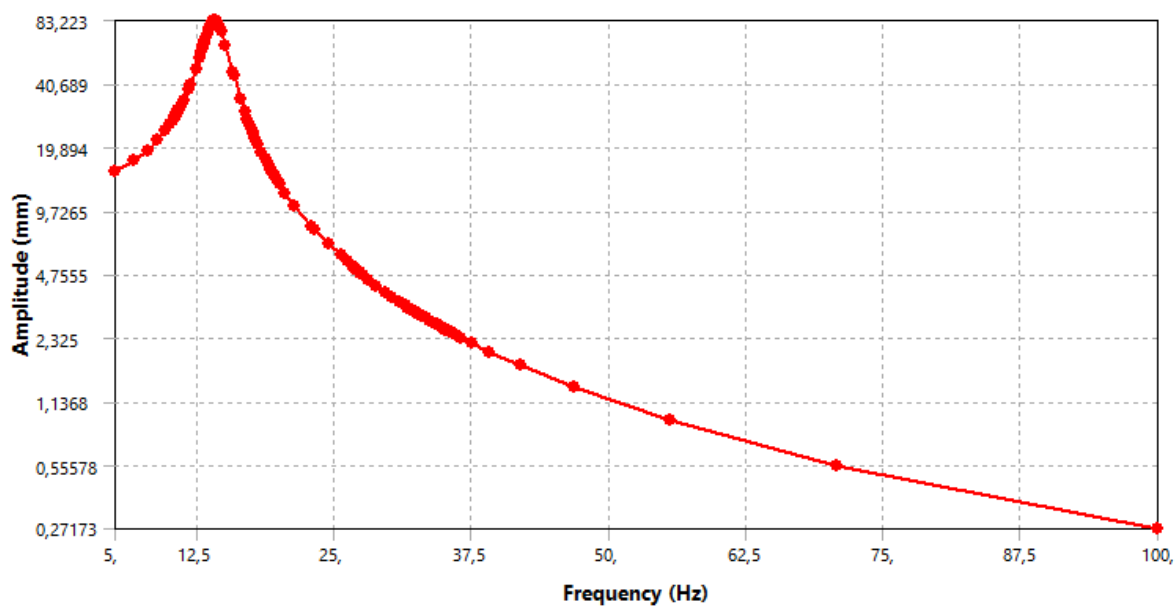


Рис. 13. – График амплитуды колебания стола [во 2 расчетном случае], мм

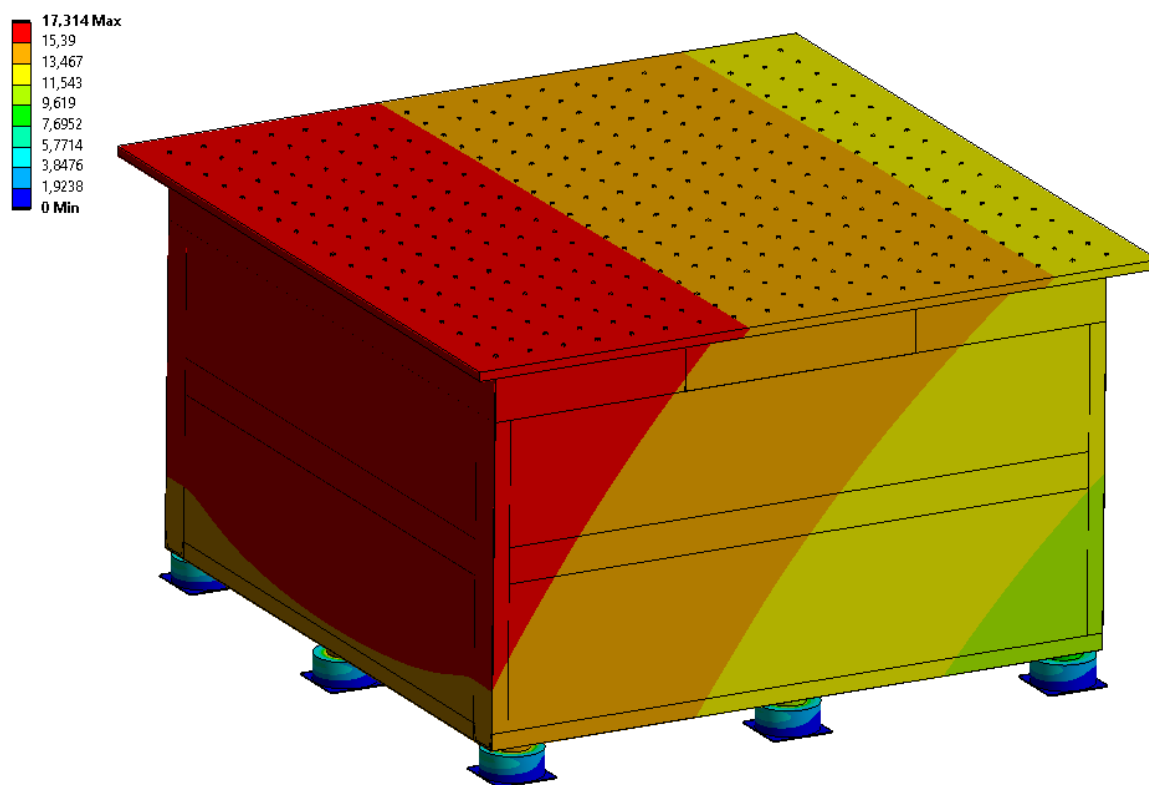


Рис. 14. – Распределение максимальных перемещении в объеме модели стола [во 2 расчетном случае], мм

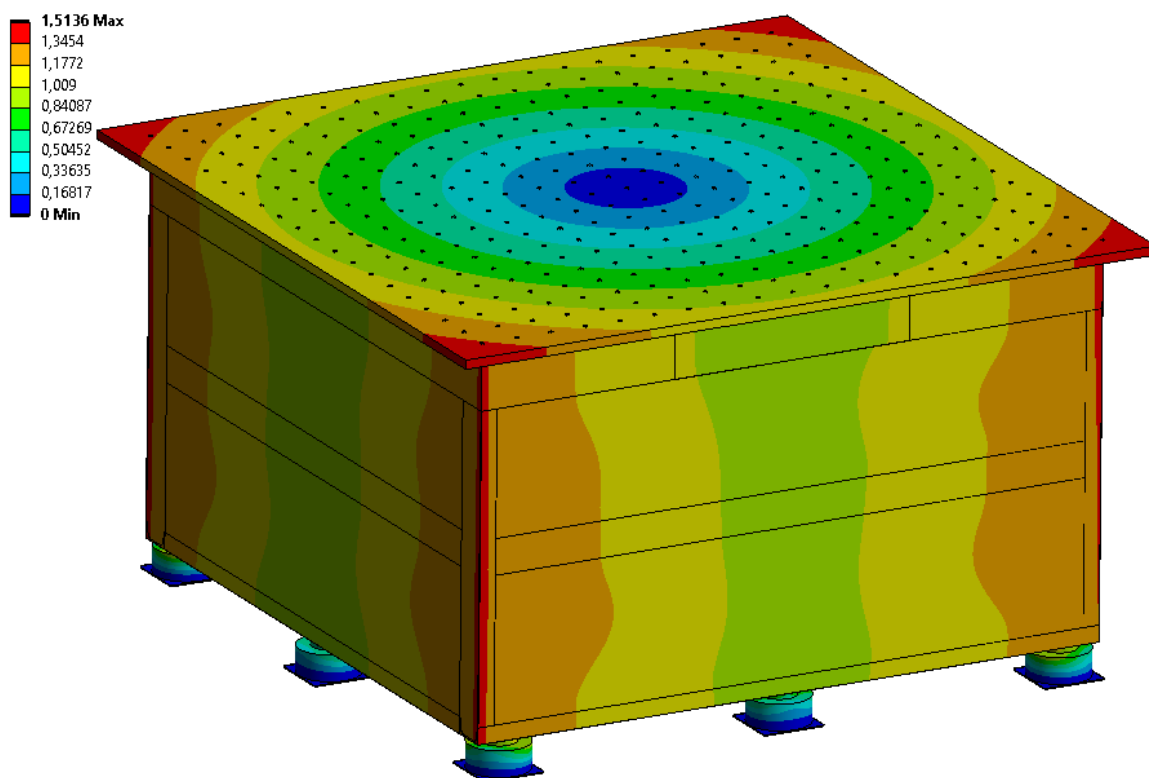


Рис. 15. – Собственные формы стола, при частоте 1 [во 2 расчетном случае],
мм

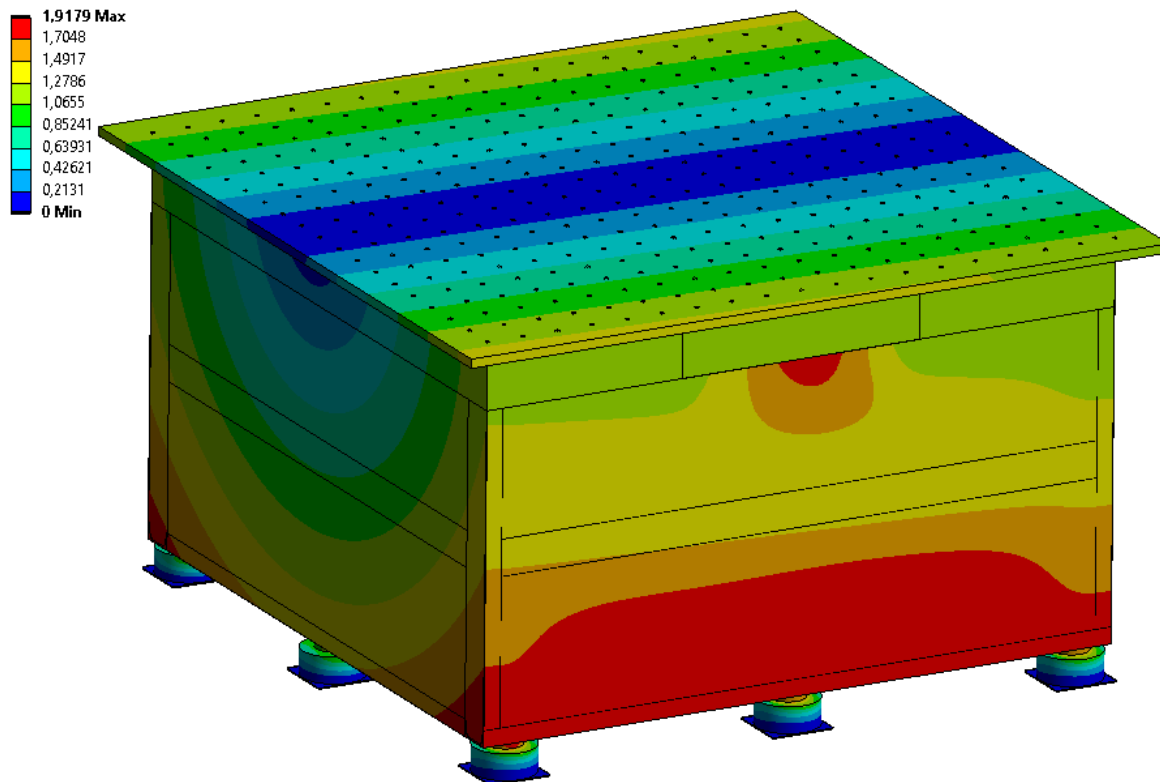


Рис. 16. – Собственные формы стола, при частоте 3 [во 2 расчетном случае],
мм

Выводы

В результате конечно-элементного расчета были получены значения максимальной деформации, напряжения, а также перемещения определенных составляющих установки. Также был проведен расчета отклика стола на имитационное сейсмическое воздействие. При анализе полученных результатов видно, что наибольшие перемещения достигаются при вертикальном нагружении конструкции (1 расчетный случай). Максимальные значения деформаций в объеме модели стола и амплитуды колебаний, провоцирующие максимальные деформации составляют 19,88 мм и 26,903 Гц соответственно в 1 расчетном случае и 17,314 мм и 14,125 Гц во 2 расчетном случае. Получившиеся в результате конечно-элементного анализа с оптимизированной сеткой значения перемещений конструкции стола не превышают предельные значения, назначенные техническими требованиями и не приводят к искривлениям конструкции и разрушениям соединений, что позволяет сделать вывод о работоспособности конструкции.

Имитационное моделирование рабочих условий, а также исследование напряженно-деформированного состояния позволяет перейти к этапу изготовления и практическим испытаниям. В дальнейшем стенд будет введен в эксплуатацию, что позволит проводить испытания, подтверждающие соответствие нормативам по сейсмической безопасности и стойкости к вибрациям поворотных затворов.

Информация о финансовой поддержке

Отдельные результаты настоящей работы получены в рамках работ по Соглашению о предоставлении субсидии от 24 июня 2021 года № 075-11-2021-041 по теме: «Разработка и освоение серийного производства модельного ряда поворотных обратных затворов для трубопроводных систем опасных производственных объектов со сверхвысокими

параметрами рабочей среды» с Министерством науки и высшего образования РФ.

Литература

1. Можаяев А.В., Огородников И.А., Резниченко А.Е. Разработка функциональных блоков устройства мониторинга рабочих параметров участка магистрального водопровода // Вестник молодёжной науки России. 2020. №6. URL: 07992ba4-dcc8-4e97-a627-2ff245129607.filesusr.com/ugd/96814c_a631b647d42a436fb8a23c802b959ad9.pdf
2. Кравцов А.Н. Установки для автоматизированного контроля кольцевых сварных соединений труб газопроводов морского и наземного участков газопроводов // Состояние и основные направления развития неразрушающего контроля качества сварных соединений объектов ПАО «ГАЗПРОМ»: Тезисы докладов VIII отраслевого совещания, Москва, 29–30 ноября 2021 года. Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий – Газпром ВНИИГАЗ", 2021. URL: elibrary.ru/download/elibrary_47410478_53869454.pdf
3. Гостинин И. А., Вирясов А. Н., Семенова М. А. Анализ аварийных ситуаций на линейной части магистральных газопроводов // Инженерный вестник Дона, 2013. № 2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1618
4. Zheng X., Hu F., Wang Y., Zheng L., Gao X., Zhang H., You S., & Xu B. Leak detection of long-distance district heating pipeline: A hydraulic transient model-based approach // Energy. 2021. V. 237. Pp. 1-16. DOI: [10.1016/j.energy.2021.121604](https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121604)
5. Текеев Р.Х., Назарова Е.С., Карпова Е.В. Разработка установки для проведения гидравлических испытаний трубопроводной арматуры //



Инженерный вестник Дона. 2022. № 10. URL:
ivdon.ru/ru/magazine/archive/n10y2022/7981

6. Zuev M., Tatarkanov A. A., Ivanov N. Z. Mikhailov M. S., Muranov A. N. Multiphysics Process Simulation in the Working Area of the Plasma Unit of the Multicomponent Nanocomposite Coating Plant // International Journal of Engineering Trends and Technology. 2022. V. 70, №. 5. P. 317-327. DOI: 10.14445/22315381/IJETT-V70I5P235.

7. Semenov A. B., Kutsbakh A. A., Muranov A. N., Semenov B. I. Metallurgy of thixotropic materials: The experience of organizing the processing of structural materials in engineering Thixo and MIM methods // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Advances in Composite Science and Technologies, Moscow, 05–08 декабря 2018 года. Moscow, 2019. P. 012056. DOI: 10.1088/1757-899X/683/1/012056.

8. Татарканов А. А., Александров И. А., Михайлов М. С., Муранов А. Н. Разработка алгоритма автоматизированной оценки герметичности контактных уплотнительных соединений запорной арматуры // Вестник Брянского государственного технического университета. 2021. № 10(107). С. 27-37. DOI: 10.30987/1999-8775-2021-10-27-37.

9. Halim S. Z., Mengxi Y., Harold E., Noor Q. Towards a causal model from pipeline incident data analysis // Process Safety and Environmental Protection. 2020. V. 143. № 11. Pp. 348-360.

10. Каримов А.К. Влияние параметров вибрации на определение предельного состояния технологических трубопроводов // Аллея науки. 2017. – Т. 1, № 15. С. 635-638.

11. Васильев А.В., Ермаков В.В., Виноградова В.А., Ганин А.И. Экспериментальное исследование и снижение вибрации трубопроводов энергетических установок // Академический вестник ЕЛПИТ. 2021. Т. 6, № 3(17). С. 5-13.

12. Токарев А.П., Спирин С.Е. Частоты вибрации гидродинамического происхождения в технологических трубопроводах // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья, 2020. № 3. С. 68-72. DOI: 10.24411/0131-4270-2020-10312

13. Лошкарева Е.А., Герасимова В.И., Стамов Р.А., Серезкин Л.Н., Кирюхина Н.В. Адаптивные системы активного гашения шума и вибраций в трубопроводных системах // Вестник Калужского университета. 2022. № 2(55). С. 99-104.

14. Бусаров С.С., Дёмин И.С., Кобыльский Р.Э., Зуев С.А., Кузьмицкий А.А. Способы устранения резонансных явлений в трубопроводах тихоходных компрессорных установок // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : Материалы 10-й Международной научно-технической конференции, Омск, 26–29 февраля 2020 года. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2020. С. 112-113.

15. Галактионов О.Н., Суханов Ю.В., Щукин П. О. Направления совершенствования герметичности шибберных задвижек магистральных трубопроводов атомных электростанций, нефтяных и газовых трубопроводов // Инженерный вестник Дона. 2014. № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/N4y2014/2573

16. Щугорев А.В., Булахтин К.В., Талипов Д.И., Гудошников В.С., Щугорев В.Н. Применение современных методик определения сейсмостойкости к трубопроводам АЭС // Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред : Материалы XXVII Международного симпозиума им. А.Г. Горшкова, Вятчи, 17–21 мая 2021 года. Том 1. Москва: Общество с ограниченной ответственностью "ТРП", 2021. С. 228-229.



17. Жежера Н.И., Ильин О.Н. Применение вибрации при испытаниях изделий на герметичность жидкостью // Интернет-журнал Науковедение. 2014. № 1(20). С. 1-8.
 18. Муравьева Л.В. Исследование вибростойкости морских трубопроводов // Трубопроводный транспорт: теория и практика. 2017. № 2(60). С. 50-54.
 19. Акимов В.И., Бакиев Т.А., Скрынников С.В., Соколинский Л.И. Обеспечение виброустойчивости технологических трубопроводов пускового контура КС // Газовая промышленность. 2015. № 8(726). С. 56-59.
 20. Yan Y., Chai M. Sealing failure and fretting fatigue behavior of fittings induced by pipeline vibration // International Journal of Fatigue. 2020. T. 136. P. 105602. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2020.105602.
 21. Ravi Kiran A., Agrawal M. K. Evaluation of seismic margins for nuclear power plant piping systems using ratcheting criterion // International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2023. V. 202. P. 104894. DOI: 10.1016/j.ijpvp.2023.104894
 22. Wang Y., Xia A., Qin G. Probabilistic modeling for reliability analysis of buried pipelines subjected to spatiotemporal earthquakes // Probabilistic Engineering Mechanics. 2022. V. 69. P. 103315. DOI: 10.1016/j.probengmech.2022.103315
 23. Zhang D., Juan M., Zhang Z., Gao P. A dynamic modeling approach for vibration analysis of hydraulic pipeline system with pipe fitting // Applied Acoustics. 2022. V. 197. P. 108952. DOI: 10.1016/j.apacoust.2022.108952
 24. Tatarkanov A.A., Alexandrov I.A., Mikhailov M.S., Muranov A.N. Algorithmic approach to the assessment automation of the pipeline shut-off valves tightness // International Journal of Engineering Trends and Technology. № 69(12). Pp. 147–162. DOI: 10.14445/22315381/IJETT-V69I12P218
-

25. Alexandrov I.A., Muranov A.N., Mikhailov M.S. Development of an algorithm for automated evaluation of the operability of structural elements of shut-off valves // 2021 International Conference on Quality Management, Transport and Information Security, Information Technologies (IT&QM&IS). 2021. DOI: 10.1109/ITQMIS53292.2021.9642718

References

1. Mozhaev A.V., Ogorodnikov I.A. Vestnik molodyozhnoj nauki Rossii, 2020, № 6. P. 12. URL: 07992ba4-dcc8-4e97-a627-2ff245129607.filesusr.com/ugd/96814c_a631b647d42a436fb8a23c802b959ad9.pdf
2. Kravczov A.N. Sostoyanie i osnovny`e napravleniya razvitiya nerazrushayushhego kontrolya kachestva svarny`x soedinenij ob`ektov PAO "GAZPROM": Tezisy` dokladov VIII otraslevogo soveshchaniya, Moskva, 29–30 noyabrya 2021 goda. Moskva: Obshchestvo s ogranichennoj otvetstvennost`yu "Nauchno-issledovatel`skij institut prirodny`x gazov i gazovy`x texnologij – Gazprom VNIIGAZ", 2021. URL: elibrary.ru/download/elibrary_47410478_53869454.pdf
3. Gostinin I. A., Viryasov A. N., Semenova M. A. Inzhenernyj vestnik Dona, 2013. № 2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1618
4. Zheng X., Hu F., Wang Y., Zheng L., Gao X., Zhang H., You S., Xu B. Energy. 2021. V. 237. Pp. 1-16. DOI: 10.1016/j.energy.2021.121604
5. Tekeev R.X., Nazarova E.S., Karpova E.V. Inzhenernyj vestnik Dona. 2022. № 10. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n10y2022/7981
6. Zuev M., Tatarkanov A. A., Ivanov N. Z. Mikhailov M. S., Muranov A. N. International Journal of Engineering Trends and Technology. 2022. V. 70, №. 5. P. 317-327. DOI: 10.14445/22315381/IJETT-V70I5P235
7. Semenov A. B., Kutsbakh A. A., Muranov A. N., Semenov B. I. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Advances in Composite

Science and Technologies, Moscow, 2019. P. 012056. DOI: 10.1088/1757-899X/683/1/012056

8. Tatarkanov A. A., Aleksandrov I. A., Mixajlov M. S., Muranov A. N. Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo texnicheskogo universiteta. 2021. № 10(107). pp. 27-37. DOI: 10.30987/1999-8775-2021-10-27-37

9. Halim S. Z., Mengxi Y., Harold E., Noor Q. Process Safety and Environmental Protection. 2020. V. 143. № 11. Pp. 348-360

10. Karimov A.K. Alleya nauki. 2017. V. 1, № 15. Pp. 635-638.

11. Vasil`ev A.V., Ermakov V.V., Vinogradova V.A., Ganin A.I. Akademicheskij vestnik ELPIT. 2021. V. 6, № 3(17). Pp. 5-13

12. Tokarev A.P., Spirin S.E. Transport i xranenie nefteproduktov i uglevodorodnogo sy`r`ya, 2020. № 3. Pp. 68-72. DOI: 10.24411/0131-4270-2020-10312.

13. Loshkareva E.A., Gerasimova V.I., Stamov R.A., Serezhkin L.N., Kiryuxina N.V. Vestnik Kaluzhskogo universiteta. 2022. № 2(55). Pp. 99-104.

14. Busarov S.S., Dyomin I.S., Koby`l`skij R.E`, Zuev S.A., Kuz`miczkij A.A. Texnika i texnologiya nefteximicheskogo i neftegazovogo proizvodstva: Materialy` 10-j Mezhdunarodnoj nauchno-texnicheskoy konferencii, Omsk, 26–29 fevralya 2020 goda. Omsk: Izd-vo OmGTU, 2020. Pp. 112-113.

15. Galaktionov O.N., Suxanov Yu.V., Shhukin P. O. Inzhenernyj vestnik Dona. 2014. № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/N4y2014/2573

16. Shhugorev A.V., Bulaxtin K.V., Talipov D.I., Gudoshnikov V.S., Shhugorev V.N. Dinamicheskie i texnologicheskie problemy` mexaniki konstrukcij i sploshny`x sred : Materialy` XXVII Mezhdunarodnogo simpoziuma im. A.G. Gorshkova, Vyatichi, 17–21 maya 2021 goda. Tom 1. Moskva: Obshhestvo s ogranichennoj otvetstvennost`yu "TRP", 2021. Pp. 228-229.

17. Zhezhera N.I., Il`in O.N. Internet-zhurnal Naukovedenie. 2014. № 1(20). Pp. 1-8.



18. Murav`eva L.V. Truboprovodny`j transport: teoriya i praktika. 2017. № 2(60). Pp. 50-54.
19. Akimov V.I., Bakiev T.A., Skry`nnikov S.V., Sokolinskij L.I. Gazovaya promy`shlennost. 2015. № 8(726). pp. 56-59.
20. Yan Y., Chai M. International Journal of Fatigue. 2020. T. 136. P. 105602. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2020.105602.
21. Ravi Kiran A., Agrawal M. K. International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2023. V. 202. P. 104894. DOI: 10.1016/j.ijpvp.2023.104894.
22. Wang Y., Xia A., Qin G. Probabilistic Engineering Mechanics. 2022. V. 69. P. 103315. DOI: 10.1016/j.probengmech.2022.103315
23. Zhang D., Juan M., Zhang Z., Gao P. Applied Acoustics. 2022. V. 197. P. 108952. DOI: 10.1016/j.apacoust.2022.108952
24. Tatarkanov A.A., Alexandrov I.A., Mikhailov M.S., Muranov A.N. International Journal of Engineering Trends and Technology. № 69(12). Pp. 147–162. DOI: 10.14445/22315381/IJETT-V69I12P218
25. Alexandrov I.A., Muranov A.N., Mikhailov M.S. 2021 International Conference on Quality Management, Transport and Information Security, Information Technologies (IT&QM&IS). 2021. DOI: 10.1109/ITQMIS53292.2021.9642718