

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕНЗОРЕЗИСТОРНОГО ДАТЧИКА ИЗБЫТОЧНЫХ ДАВЛЕНИЙ

В. Н. Пономарев¹, К. И. Бастрыгин², А. А. Трофимов³, С. А. Здобнов⁴

^{1,2,4} Научно-исследовательский институт физических измерений, Пенза, Россия

³ Пензенский государственный университет, Пенза, Россия

¹ revik2296@gmail.com, ² nik2@niifi.ru, ³ iit@pnzgu.ru, ⁴ sa_zdobnov@mail.ru

Аннотация. *Актуальность и цели.* Имитационное моделирование является неотъемлемой частью процесса разработки всех датчиков, работающих в жестких условиях эксплуатации. Методы имитационного моделирования позволяют получать необходимую информацию о процессах, протекающих в датчиках на этапе макетирования, не прибегая к дорогостоящим натурным испытаниям. Целью представленного имитационного моделирования является определение влияния воздействия внешних факторов на работоспособность тензорезисторного датчика давления для подтверждения правильности выбранных конструктивных решений. *Материалы и методы.* В качестве метода исследования использовалось имитационное моделирование, при котором изучаемый датчик заменяется его моделью, с которой проводятся эксперименты с целью получения информации об этом объекте. В эксперименте применялось специализированное программное обеспечение Solidworks, позволяющее избежать дорогостоящих и длительных циклов «проектирование–изготовление–испытания». *Результаты.* В результате моделирования влияния внешних факторов на работоспособность датчика определены максимальные напряжения, возникающие при воздействии синусоидальной вибрации, выявлены резонансные частоты. Заложенные конструктивные решения датчика давлений обеспечивают стойкость датчика к дестабилизирующим факторам.

Ключевые слова: имитационное моделирование, тензорезисторный датчик, давление, внешние воздействующие факторы, вибрация

Для цитирования: Пономарев В. Н., Бастрыгин К. И., Трофимов А. А., Здобнов С. А. Имитационное моделирование тензорезисторного датчика избыточных давлений // Измерения. Мониторинг. Управление. Контроль. 2022. № 1. С. 56–63. doi:10.21685/2307-5538-2022-1-7

SIMULATION MODELING OF A STRAIN GAUGE OVERPRESSURE SENSOR

V.N. Ponomarev¹, K.I. Bastrygin², A.A. Trofimov³, S.A. Zdobnov⁴

^{1,2,4} Research and Development Institute for Physical Measurements, Penza, Russia

³ Penza State University, Penza, Russia

¹ revik2296@gmail.com, ² nik2@niifi.ru, ³ iit@pnzgu.ru, ⁴ sa_zdobnov@mail.ru

Abstract. *Background.* Simulation modeling is an integral part of the development process for all sensors operating in harsh environments. The methods of simulation modeling make it possible to obtain the necessary information about the processes occurring in the sensors at the stage of modeling, without resorting to costly in-situ tests. The purpose of the presented simulation is to determine the impact of external factors on the performance of the strain gauge pressure sensor, to confirm the correctness of the selected design solutions. *Materials and methods.* As a method of research, simulation modeling was used, in which the sensor under study is replaced by its model, with which experiments are conducted in order to obtain information about this object. Specialized Solidworks software was used in the experiment to avoid costly and time-consuming «design-build-test» cycles. *Results.* As a result of modeling the influence of external factors on the performance of the sensor the maximum stresses arising under the influence of sinusoidal vibration are determined, the resonance frequencies are identified. The structural solutions laid down by the pressure sensor provide the sensor resistance to destabilizing factors.

Keywords: simulation modeling, strain gauge, pressure, external influencing factors, vibration

For citation: Ponomarev V.N., Bastrygin K.I., Trofimov A.A., Zdobnov S.A. Simulation modeling of a strain gauge overpressure sensor. *Izmereniya. Monitoring. Upravlenie. Kontrol' = Measurements. Monitoring. Management. Control.* 2022;(1):56–63. (In Russ.). doi:10.21685/2307-5538-2022-1-7

Основная часть

Современные датчики физических величин, применяемые в изделиях ракетно-космической техники, представляют собой многокомпонентные сложные динамические системы, в которых протекают взаимосвязанные физические процессы различной природы [1, 2]. При этом на датчиково-преобразующую аппаратуру воздействуют дестабилизирующие факторы, такие как широкий диапазон рабочих температур, акустический шум и особенно вибрационные ускорения. Основой и ответственной составляющей датчиков физических величин являются чувствительные элементы. В связи с этим становится актуальной задача исследования воздействия вибрационных процессов на чувствительные элементы датчиков. Вибрационные процессы во многом определяют не только точность датчиков, но и такие важные характеристики, как долговечность, надежность, время готовности и в конечном итоге эффективность их работы. Для разработки датчиковой аппаратуры необходимо уже на этапе проектирования, не прибегая к дорогостоящим натурным испытаниям, знать влияние реальных условий эксплуатации на выходные характеристики датчика. При использовании имитационного моделирования становится возможным комбинирование различных начальных условий эксплуатации, материалов и временных характеристик воздействия возмущающих факторов [3–6].

Задачами имитационного моделирования для данного датчика являются:

1. Определение максимальных виброперемещений и напряжений втулки (рис. 1,а) при воздействии повышенных виброускорений значением до 40 000 м/с² в диапазоне частот от 5 до 30000 в направлении перпендикулярно и вдоль продольной оси втулки при моментах затяжки втулки: 0,3; 0,5; 0,7; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0 Нм, при температурах: 25, 100; минус 196 °С.
2. Определение резонансных частот втулки в корпусе датчика при моментах затяжки втулки: 0,3; 0,5; 0,7; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0 Нм, при температурах: 25, 100; минус 196 °С.
3. Определение деформации на планарной поверхности мембраны воспринимающего элемента при моментах затяжки втулки: 0,3; 0,5; 0,7; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0 Нм.

Для решения поставленных задач использовались граничные условия (далее – ГУ), изображенные на рис. 1,а. В ходе моделирования для первых двух задач были рассчитаны два варианта:

- а) втулка жестко связана с воспринимающим элементом в резьбовом соединении и в местах сварки;
- б) втулка жестко связана с воспринимающим элементом только в области сварки.

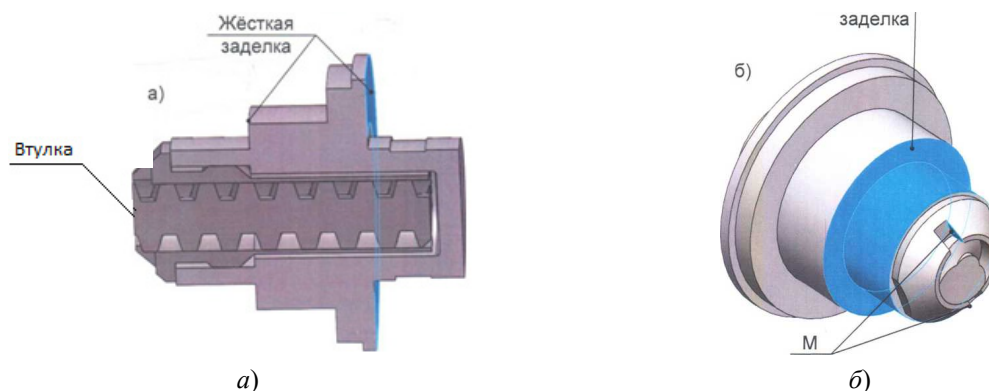


Рис. 1. Схема граничных условий:

а – виброперемещений, напряжений, резонансных частот под действием синусоидальной вибрации; б – деформаций под действием момента затяжки

Алгоритм программы построен таким образом, что передача синусоидальной вибрации происходит через грани, выбранные ГУ «Жесткая заделка». Все нелинейные контакты, допускающие относительное смещение контактирующих поверхностей, в расчете на воздействие синусоидальной вибрации не активны. Демпфирование материала составляет 4,5 %. Данное значение было выбрано из справочных данных, входящих в состав SolidWorks Simulation.

При расчете собственных частот под действием температур модуль упругости материала рассчитывался по формуле [7]:

$$E_t = E_0(1 - a_t t),$$

где E_0 – модуль упругости при температуре 25 °С; a_t – температурный коэффициент модуля упругости; t – температура.

При $a_t = 300 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ модули упругости при температуре 100°C и минус 196°C для сплава 36НХТЮ составляют: $E_{-196} = 211,76 \text{ ГПа}$; $E_{100} = 194 \text{ ГПа}$.

При $a_t = 5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ модули упругости при температуре 100°C и минус 196°C для сплава 36НКВХБТЮ составляют: $E_{-196} = 190,2 \text{ ГПа}$; $E_{100} = 189,9 \text{ ГПа}$. Ввиду отсутствия данных на данный материал при температуре минус 196°C , $a_t = 5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ был принят условно. Данное значение температурного коэффициента модуля упругости справедливо лишь в диапазоне температур от минус 60 до 130°C .

Схема граничных условий для определения деформации на планарной поверхности мембраны воспринимающего элемента при моментах затяжки втулки: 0,3; 0,5; 0,7; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0 Нм, изображена на рис. 1,б.

Момент затяжки (согласно рис. 1,б) накладывается на две параллельные грани втулки, находящиеся на противоположной стороне относительно средней плоскости, проходящей через ось вращения.

Результаты моделирования влияния воздействия синусоидальной вибрации

На втором этапе моделирования проводился модальный расчет, в ходе которого были определены резонансные частоты расчетной модели.

Резонансная частота расчетной модели, в которой втулка контактирует в двух точках с воспринимающим элементом (в области резьбового и сварного соединений), составляет $\sim 24,3 \text{ кГц}$. Собственная частота расчетной модели, в которой втулка контактирует в одной точке (в области сварного соединения) с воспринимающим элементом, составляет $\sim 17 \text{ кГц}$.

В резонанс входит часть втулки, находящаяся в удалении от места резьбового соединения, из чего следует, что момент затяжки не влияет на собственные частоты системы.

Под действием температуры минус 196°C происходит рост собственной частоты $\sim 3\%$, а при воздействии температуры 100°C происходит уменьшение собственной частоты $\sim 1,5\%$.

На рис. 2 изображены эпюры распределения напряжений в зависимости от направления воздействия синусоидальной вибрации, при условии контакта втулки в двух точках.

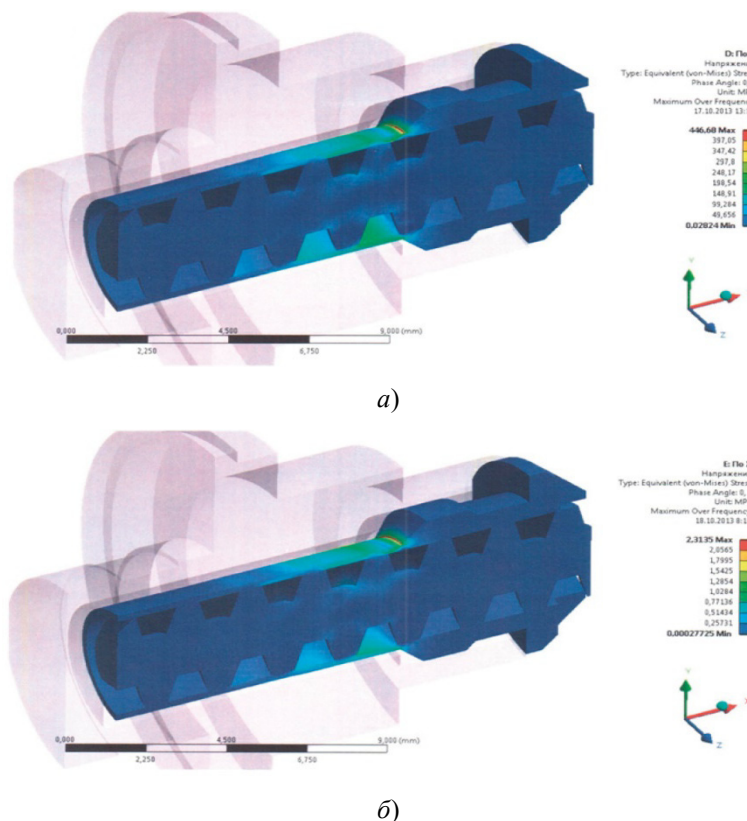


Рис. 2. Эпюры распределения критических напряжений (контакт втулки и воспринимающего элемента в двух точках) при воздействии синусоидальной вибрации с амплитудой ускорения $40\,000 \text{ м/с}^2$, направленной по оси: а – Y; б – X

На рис. 3 изображены эпюры распределения напряжений в зависимости от направления воздействия синусоидальной вибрации, при условии контакта втулки только в области сварки.

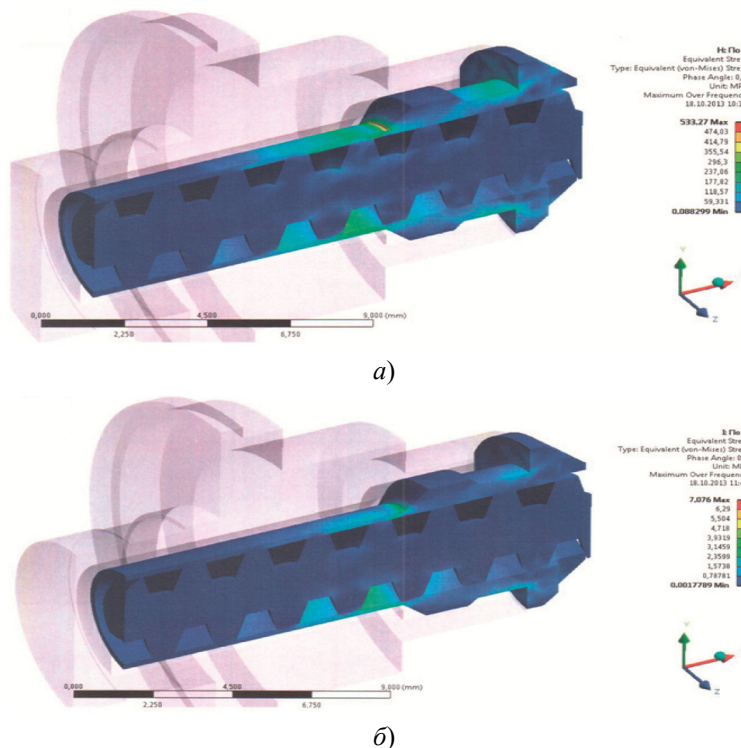


Рис. 3. Эпюра распределения критических напряжений (контакт втулки и воспринимающего элемента в одной точке) при воздействии синусоидальной вибрации с амплитудой виброускорения $40\ 000\ \text{м/с}^2$, направленной по оси: *a* – *Y*; *б* – *X*

По данным рис. 2 и 3 видно, что наибольшее негативное влияние оказывает тот случай, когда синусоидальная вибрация направлена перпендикулярно оси вращения втулки. При условии, когда втулка контактирует с воспринимающим элементом в двух точках, происходит распределение нагрузки на резьбовом и сварном соединении. В случае, когда втулка контактирует с воспринимающим элементом только в области сварного соединения, вся нагрузка сосредоточена только в сварном шве. В данном случае наблюдается значительный рост напряжений в области контактирующих поверхностей.

На рис. 4 изображена амплитудно-частотная характеристика втулки при условии ее контакта с воспринимающим элементом в двух точках, под действием синусоидальной вибрации, направленной перпендикулярно оси вращения втулки.

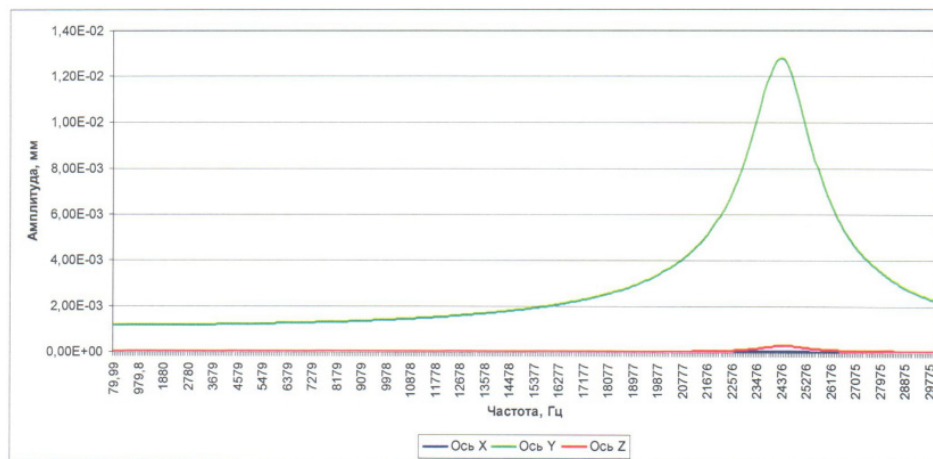


Рис. 4. Виброперемещения втулки при условии ее контакта в двух точках с воспринимающим элементом под действием синусоидальной вибрации с амплитудой виброускорения $400\ 000\ \text{м/с}^2$, направленной перпендикулярно оси вращения втулки

На рис. 5 изображена амплитудно-частотная характеристика втулки при условии ее контакта с воспринимающим элементом в двух точках, под действием синусоидальной вибрации, направленной вдоль оси вращения втулки.

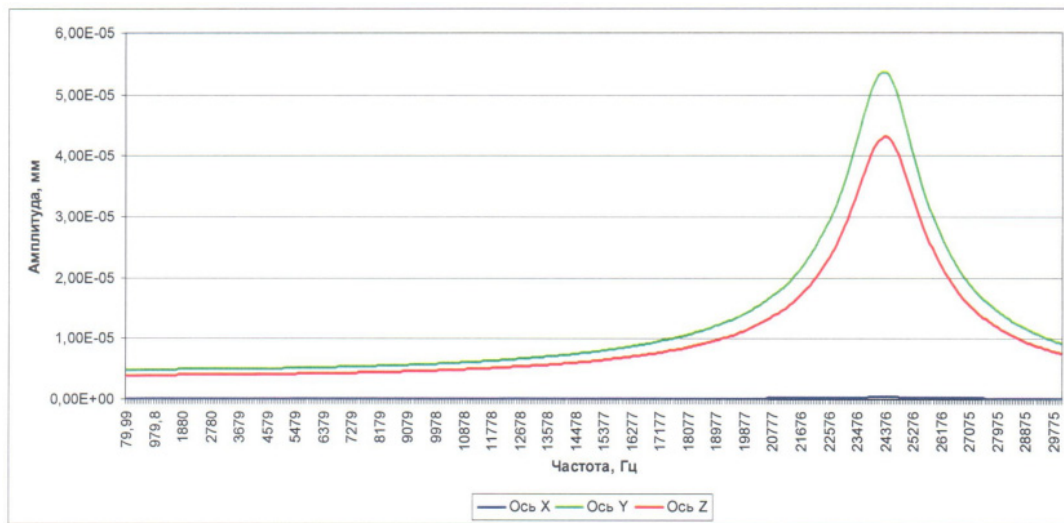


Рис. 5. Виброперемещения втулки при условии ее контакта в двух точках с воспринимающим элементом под действием синусоидальной вибрации с амплитудой виброускорения $400\ 000\ \text{м/с}^2$, направленной вдоль оси вращения втулки

На рис. 6 представлена амплитудно-частотная характеристика втулки при условии ее контакта с воспринимающим элементом в одной точке под действием синусоидальной вибрации, направленной перпендикулярно оси вращения втулки.

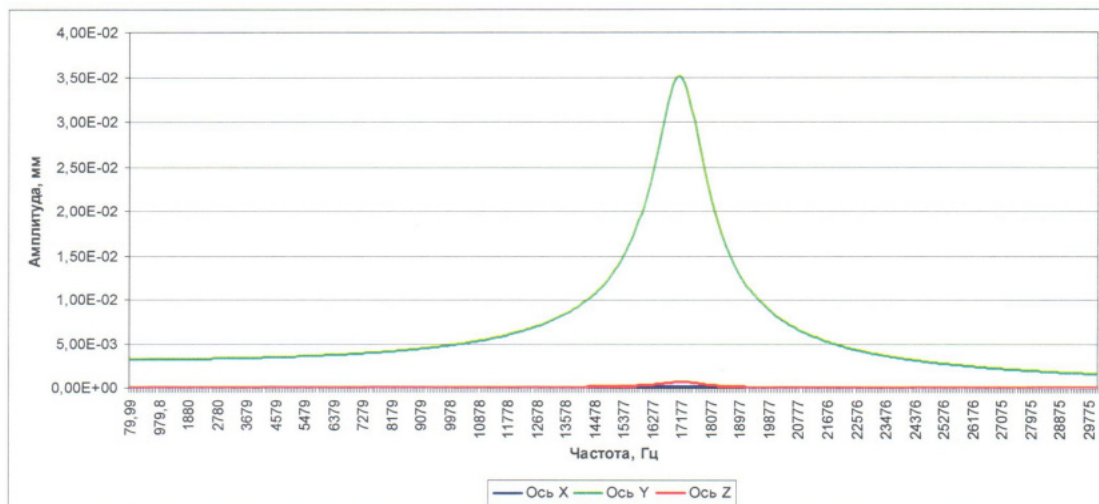


Рис. 6. Виброперемещения втулки при условии ее контакта в точке с воспринимающим элементом под действием синусоидальной вибрации с амплитудой виброускорения $400\ 000\ \text{м/с}^2$, направленной перпендикулярно оси вращения втулки

На рис. 7 изображена амплитудно-частотная характеристика втулки при условии ее контакта с воспринимающим элементом в одной точке, под действием синусоидальной вибрации, направленной перпендикулярно оси вращения втулки.

На рис. 8, 9 изображены графики распределения относительных радиальных деформаций на поверхности мембраны для воспринимающего элемента различных исполнений под действием момента затяжки. Двумя параллельными линиями на графиках показана область мембраны.

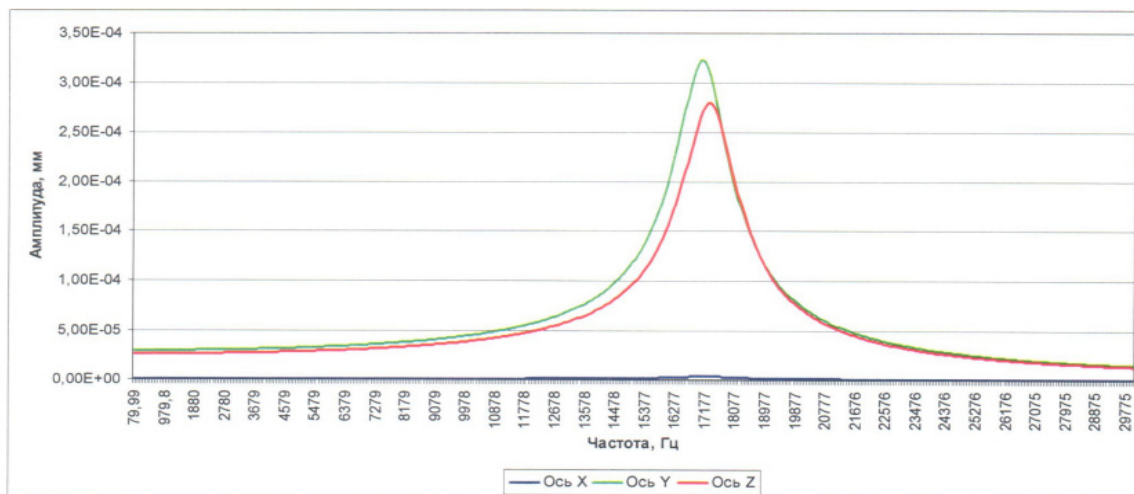


Рис. 7. Виброперемещения втулки при условии ее контакта в точке с воспринимающим элементом под действием синусоидальной вибрации с амплитудой виброускорения $400\ 000\ \text{m/s}^2$, направленной вдоль оси вращения втулки

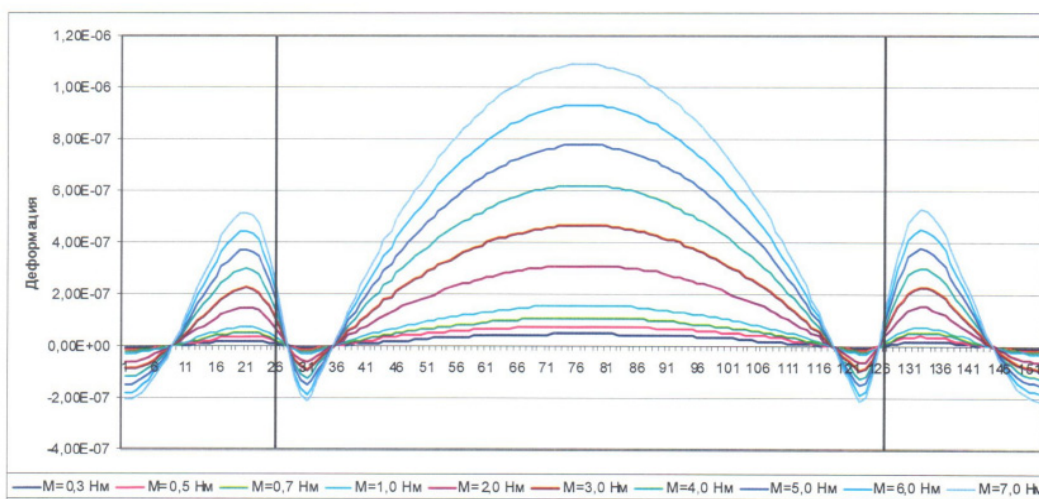


Рис. 8. Относительная радиальная деформация для воспринимающего элемента 1-го исполнения под действием момента затяжки втулки

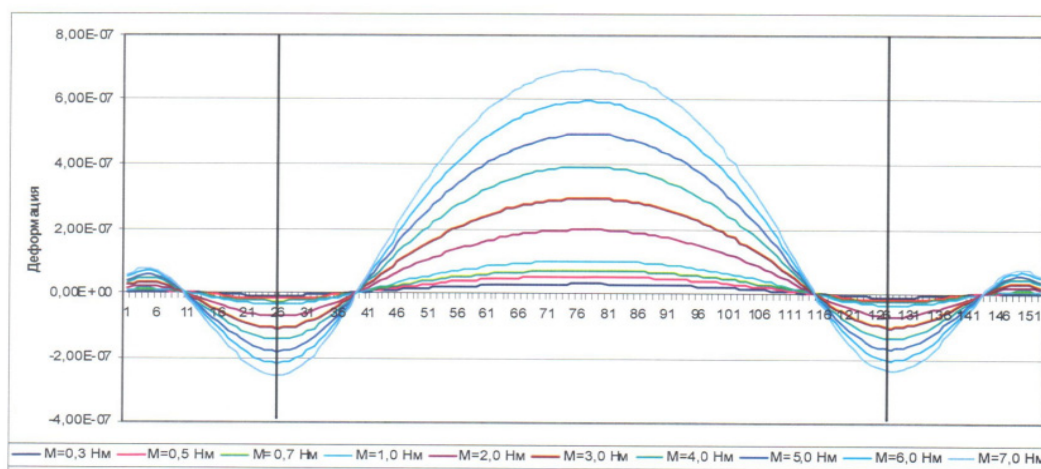


Рис. 9. Относительная радиальная деформация для воспринимающего элемента 2-го исполнения под действием момента затяжки втулки

По данным диаграмм (рис. 8, 9) видно, что характер относительных деформаций при различных толщинах мембраны заметно отличается. Значения данных деформаций не значительны и составляют 0,04 % от деформаций, вызванных давлением, равным пределу измерения.

Заключение

В результате имитационного моделирования были определены собственные частоты системы: воспринимающий элемент – втулка – винт. Первая резонансная частота составляет 24,3 кГц. Данное значение частоты входит в диапазон рабочих частот датчика – от 5 Гц до 30 кГц. При условии отсутствия достаточного ограничения в резьбовом соединении собственная частота уменьшается до 17 кГц. В данном случае в области сварного соединения образуются напряжения, которые могут привести к разрушению изделия, а также происходит значительный рост амплитуды виброускорения 2,7 раза.

Несмотря на присутствие резонанса в диапазоне рабочих частот, при фиксации втулки с помощью резьбового и сварного соединения механического разрушения не происходит, что подтверждается экспериментальными данными.

Результаты моделирования показали, что наибольшее негативное влияние оказывает тот случай, когда синусоидальная вибрация направлена перпендикулярно оси вращения втулки. При условии, когда втулка контактирует с воспринимающим элементом в двух точках, происходит распределение нагрузки на резьбовом и сварном соединении. В случае, когда втулка контактирует с воспринимающим элементом только в области сварного соединения, вся нагрузка сосредоточена только в сварном шве. В данном случае наблюдается значительный рост напряжений в области контактирующих поверхностей.

Также результаты моделирования продемонстрировали, что при несоответствии допусков геометрических размеров происходит снижение жесткости конструкции, что может привести к механическому разрушению изделия.

Результаты моделирования влияния момента затяжки втулки показывают, что момент затяжки не оказывает влияния на метрологические характеристики изделия. Значения деформаций, вызванных моментом затяжки, составляют 0,04 % от деформаций, вызванных давлением, равным верхнему пределу измерения.

Список литературы

1. Дмитриенко А. Г., Блинов А. В., Трофимов А. Н., Трофимов А. А. Тенденции развития датчиков, преобразователей и на их основе систем измерения, мониторинга и контроля технически сложных объектов ракетно-космической техники // Датчики и системы. 2012. № 9. С. 4–6.
2. Дмитриенко А. Г., Трофимов А. Н., Трофимов А. А. Вопросы разработки унифицированных конструкций датчиков для перспективных систем измерения и контроля специальной техники // Измерительная техника. 2010. № 10. С. 18–21.
3. Бастрыгин К. И., Трофимов А. А., Баранов А. С. [и др.]. Имитационное моделирование пьезоэлектрического датчика давления // Измерение. Мониторинг. Управление. Контроль. 2017. № 1. С. 20–28.
4. Мусаев Р. Ш., Трофимов А. А., Фролов М. А. Имитационное моделирование чувствительного элемента тензорезистивного датчика абсолютного давления // Измерения. Мониторинг. Управление. Контроль. 2012. № 2. С. 51–55.
5. Фролов М. А., Мусаев Р. Ш., Трофимов А. А. Имитационное моделирование чувствительного элемента датчика давления струнного типа // Датчики и системы. 2014. № 7. С. 22–25.
6. Чебурахин И. Н., Ползунов И. В., Трофимов А. А. [и др.]. Компьютерное моделирование тензорезистивного датчика измерительной системы абсолютного давления // Измерение. Мониторинг. Управление. Контроль. 2021. № 1. С. 17–24.
7. Алямовский А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. М. : ДМК Пресс, 2010. 464 с.

References

1. Dmitrienko A.G., Blinov A.V., Trofimov A.N., Trofimov A.A. Trends in the development of sensors, transducers and measurement systems based on them, monitoring and control of technically complex objects of rocket and space technology. *Datchiki i sistemy = Sensors and systems*. 2012;(9):4–6. (In Russ.)
2. Dmitrienko A.G., Trofimov A.N., Trofimov A.A. Issues of development of unified sensor structures for advanced measurement and control systems of special equipment. *Izmeritel'naya tekhnika = Measuring equipment*. 2010;(10):18–21. (In Russ.)

3. Bastrygin K.I., Trofimov A.A., Baranov A.S. [et al.]. Simulation modeling of a piezoelectric pressure sensor. *Izmerenie. Monitoring. Upravlenie. Kontrol' = Measurement. Monitoring. Management. Control.* 2017;(1):20–28. (In Russ.)
4. Musaev R.Sh., Trofimov A.A., Frolov M.A. Simulation modeling of a sensitive element of a tensoresistive absolute pressure sensor. *Izmereniya. Monitoring. Upravlenie. Kontrol' = Measurements. Monitoring. Management. Control.* 2012;(2):51–55. (In Russ.)
5. Frolov M.A., Musaev R.Sh., Trofimov A.A. Simulation modeling of a sensitive element of a string-type pressure sensor. *Datchiki i sistemy = Sensors and systems.* 2014;(7):22–25. (In Russ.)
6. Cheburakhin I.N., Polzunov I.V., Trofimov A.A. [et al.]. Computer simulation of a strain gauge sensor of an absolute pressure measuring system. *Izmerenie. Monitoring. Upravlenie. Kontrol' = Measurement. Monitoring. Management. Control.* 2021;(1):17–24. (In Russ.)
7. Alyamovskiy A.A. *Inzhenernye raschety v SolidWorks Simulation = Engineering calculations in SolidWorks Simulation.* Moscow: DMK Press, 2010:464. (In Russ.)

Информация об авторах / Information about the authors

Владислав Николаевич Пономарев

инженер-конструктор,
Научно-исследовательский
институт физических измерений
(Россия, г. Пенза, ул. Володарского, 8/10)
E-mail: revik2296@gmail.com

Vladislav N. Ponomarev

Design engineer,
Research and Development Institute
for Physical Measurements
(8/10 Volodarsky street, Penza, Russia)

Кирилл Игоревич Бастрыгин

главный специалист,
Научно-исследовательский
институт физических измерений
(Россия, г. Пенза, ул. Володарского, 8/10)
E-mail: nik2@niifi.ru

Kirill I. Bastrygin

Chief specialist,
Research and Development Institute
for Physical Measurements
(8/10 Volodarsky street, Penza, Russia)

Алексей Анатольевич Трофимов

доктор технических наук, доцент,
профессор кафедры информационно-
измерительной техники и метрологии,
Пензенский государственный университет
(Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)
E-mail: iit@pnzgu.ru

Aleksey A. Trofimov

Doctor of technical sciences, associate professor,
professor of the sub-department of information
and measuring equipment and metrology,
Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Сергей Александрович Здобнов

главный инженер,
Научно-исследовательский
институт физических измерений
(Россия, г. Пенза, ул. Володарского, 8/10)
E-mail: sa_zdobnov@mail.ru

Sergey A. Zdobnov

Chief engineer,
Research and Development Institute
for Physical Measurements
(8/10 Volodarsky street, Penza, Russia)

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов /

The authors declare no conflicts of interests.

Поступила в редакцию/Received 17.06.2021

Поступила после рецензирования/Revised 24.06.2021

Принята к публикации/Accepted 29.09.2021