

В. М. Панкратов, д-р техн. наук, проф., зав. лабораторией, vmpank@mail.ru,

М. А. Барулина, канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник, marina@barulina.ru,

Институт проблем точной механики и управления РАН, г. Саратов

Сравнительный анализ различных подходов к расчету собственных частот чувствительных элементов МЭМС-гироскопов*

Проведено сравнение различных моделей, использующихся для определения собственных частот чувствительного элемента микромеханических гироскопов на этапе их проектирования. Обсуждается применение математических моделей, рассматривающих чувствительный элемент как дискретную систему, и конечно-элементное моделирование с помощью элементов, учитывающих классическую теорию изгиба Эйлера—Бернулли и теорию Тимошенко. Даны конкретные рекомендации по проведению исследования микромеханических датчиков и определения их собственных частот.

Ключевые слова: микромеханический гироскоп, конечно-элементное моделирование, собственные частоты, теория Тимошенко

Введение

Микромеханические гироскопы в настоящее время являются одним из перспективных видов датчиков инерциальной информации, которые широко применяются в различных областях техники [1—9].

При проектировании микромеханических гироскопов (ММГ) одной из важных задач является задача определения собственных частот их чувствительного элемента (ЧЭ). Так, например, чувствительность ММГ зависит от того, насколько близко частота вынужденных колебаний ЧЭ к его собственной частоте [10, 11]. Также определение собственных частот имеет большое значение при разработке виброзащиты датчика.

В настоящее время можно выделить в основном два подхода к решению задачи нахождения собственных частот ЧЭ ММГ.

При первом подходе датчик рассматривается как дискретная система, в которой центры масс его компонентов (ЧЭ и рамок) связаны торсионами или упругими подвесами заданной жесткости [9—11]. Достоинством этого подхода является возможность построения математической модели, описывающей динамику центров масс компонентов датчика, решение которой в ряде случаев может быть получено аналитически. Среди недостатков такого подхода можно назвать невозможность проведения более общего анализа, например определения трехмерных форм собственных колебаний ЧЭ.

Во втором подходе датчик рассматривается как распределенная система. В этом случае все конструктивные элементы ЧЭ — инерционная масса,

рамки, торсионы и упругие подвесы — рассматриваются как деформируемые твердые тела, связанные между собой. Построение математической модели такой распределенной системы представляет собой довольно трудоемкую задачу, поэтому прибегают к конечно-элементному моделированию с помощью одного из программных комплексов (ANSYS [12], Code-Aster [13], CalculiX [14], OpenFOAM [15], COMSOL Multiphysics [16], Matlab FEM Toolbox [17] и др.) или специально разработанного уникального программного обеспечения [18]. Результаты конечно-элементного моделирования зависят от того, на какие элементы разбивается модель. Поэтому даже при предварительном моделировании создаваемого ММГ необходимо уделить внимание выбору используемых элементов. Для создания конечно-элементной модели могут быть использованы различные типы конечных элементов, реализующие ту или иную теорию изгиба, например, классическую теорию изгиба Эйлера—Бернулли [19] или неклассическую теорию Тимошенко [20], учитывающую сдвиг и инерцию поперечного сечения элемента при изгибе.

При этом представляет интерес вопрос о том, насколько различаются значения собственных частот, определяемых при использовании вышеупомянутых подходов, и насколько существенное влияние на получаемые результаты оказывает выбор теории изгиба, в рамках которой осуществляется конечно-элементное моделирование.

Целью работы является изучение влияния применения различных моделей расчета при определении значений собственных частот ЧЭ ММГ на получаемые результаты.

Для достижения этой цели были поставлены и решены следующие задачи:

* Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 16-08-00328 А0.

- рассмотрены конструктивные схемы ЧЭ ММГ, для которых известны математические модели динамики центров масс их компонентов, на примере суперминиатюрного ММГ и акселерометра (СММГА) [21] и ММГ с кардановым подвесом ЧЭ (карданового ММГ) [10, 11];
- проведено сравнение значений собственных частот консольного трехмерного элемента прямоугольного сечения, определяемых в результате

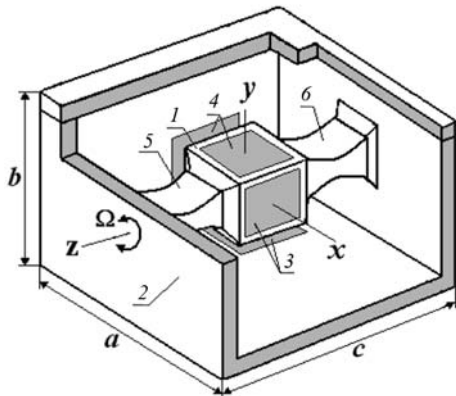


Рис. 1. Конструкция ЧЭ СММГА:

1 — инерционная масса; 2 — корпус; 3, 4 — МЭМС-структуры для возбуждения первичных колебаний и съема выходной информации; 5, 6 — упругие элементы

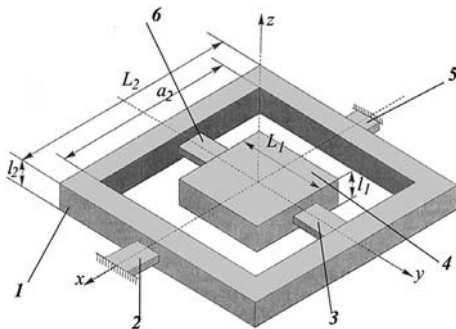


Рис. 2. Конструкция ЧЭ ММГ с кардановым подвесом:

1 — наружная рамка; 2, 5 — торсионы наружной рамки; 3, 6 — внутренние торсионы; 4 — внутренняя рамка с инерционной массой

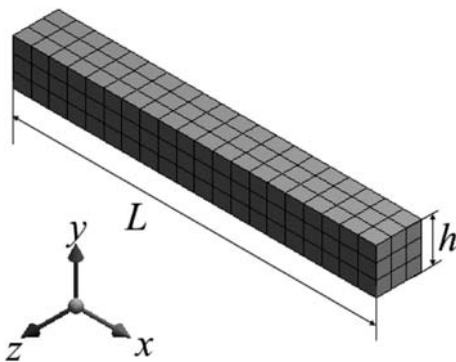


Рис. 3. Конечно-элементная модель балки в системе ANSYS

- численного моделирования с использованием объемных конечных элементов, реализующих теорию Тимошенко и теорию Эйлера—Бернулли;
- построены конечно-элементные модели СММГА и карданового ММГ и определены их собственные частоты и формы собственных колебаний в известном программном комплексе ANSYS и в специализированном оригинальном программном обеспечении [18] с помощью трехмерного конечного элемента (ТКЭ) *TBElement*, учитывающего неклассическую теорию Тимошенко [22, 23];
- проведен анализ полученных результатов, выработаны конкретные рекомендации по использованию различных теорий изгиба при проведении конечно-элементного моделирования ЧЭ ММГ и определению их собственных частот и форм колебаний.

Конструктивные схемы ЧЭ СММГА и ЧЭ карданового ММГ

Рассматриваемые в работе конструктивные схемы ЧЭ СММГА и ЧЭ карданового ММГ показаны на рис. 1 и рис. 2 соответственно.

При исследовании принимались следующие исходные параметры:

- для ЧЭ СММГА [21]: материал для всех конечных элементов — кремний (коэффициент Юнга $E = 190$ ГПа; плотность $\rho = 2228$ кг/м³); геометрические параметры 1-го и 3-го элементов (упругих подвесов): длина $l_i = 164,9$ мкм, высота $h_i = 3,6$ мкм, толщина $b_i = 3,6$ мкм ($i = 1, 3$); геометрические параметры 2-го элемента (ЧЭ): $l_2 = h_2 = b_2 = 164,9$ мкм.
- для карданового ЧЭ ММГ [10] (кварц): модуль Юнга $E = 1,68 \cdot 10^{11}$ Па, модуль сдвига $G = 6,17 \cdot 10^{10}$ Па, плотность $\rho = 2,33 \cdot 10^3$ кг/м³; $L_2 = 1,2 \cdot 10^{-2}$ м, $a_2 = 0,8 \cdot 10^{-2}$ м, $l_2 = 0,0375 \cdot 10^{-2}$ м, $L_1 = l_1 = 0,6 \cdot 10^{-2}$ м. Для внутренних торсионов: $l_T = 0,1 \cdot 10^{-2}$ м, $b_T = c_T = 0,028 \cdot 10^{-2}$ м. Для торсионов наружной рамки: $l_T = 0,162 \cdot 10^{-2}$ м, $b_T = c_T = 0,035 \cdot 10^{-2}$ м.

Сравнение конечных трехмерных элементов, реализующих теорию Эйлера—Бернулли и теорию Тимошенко

Прежде чем приступить к моделированию реальных конструктивных схем ЧЭ ММГ, необходимо выяснить на более простых моделях, насколько влияет выбор той или иной теории изгиба, реализующейся используемыми конечными элементами, на получаемые значения собственных частот.

Рассмотрим в качестве модельного примера ТКЭ консольную балку прямоугольного сечения (рис. 3), для которой известны частотные уравнения в соответствии как с теорией Эйлера—Бернулли (Э. Б.) [24],

Первая собственная частота консольной балки

L, мкм	Частота, Гц				Погрешность, %		
	Аналит.	Т. Т.	Э. Б.	ANSYS	Т. Т.	Э. Б.	ANSYS
200	$9,237 \cdot 10^5$	$9,245 \cdot 10^5$	$9,305 \cdot 10^5$	$9,2627 \cdot 10^5$	0,09	0,74	0,28
100	$3,593 \cdot 10^6$	$3,599 \cdot 10^6$	$3,689 \cdot 10^6$	$3,5956 \cdot 10^6$	0,17	2,67	0,08
50	$1,306 \cdot 10^7$	$1,307 \cdot 10^7$	$1,429 \cdot 10^7$	$1,2928 \cdot 10^7$	0,08	9,42	1,01

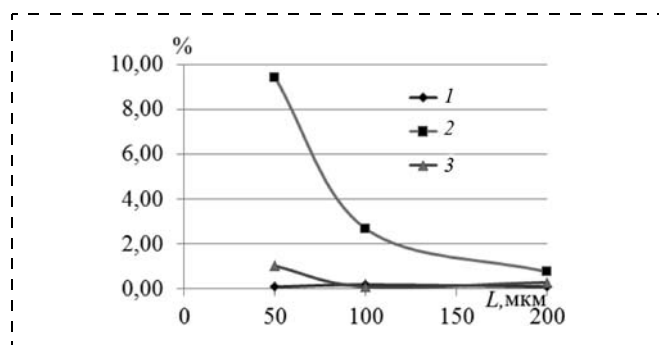


Рис. 4. Возрастание погрешности определения собственных частот балки с уменьшением ее длины при использовании: 1 — теории Тимошенко; 2 — теории Эйлера—Бернулли; 3 — ANSYS

так и с теорией Тимошенко (Т. Т.) [20]. При моделировании высота и ширина балки принималась равной $h = 25$ мкм, длина варьировалась. Материал элемента — кварц.

Для рассматриваемых элементов различной длины было проведено конечно-элементное моделирование с помощью ТКЭ и в программном комплексе ANSYS (рис. 3), а также были найдены (табл. 1) аналитические значения собственных частот из уравнений, полученных в работе [20]:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \left(\rho J + \frac{\rho EJ}{kG} \right) \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\rho^2 J}{kG} \frac{\partial^4 y}{\partial t^4} = 0,$$

где E — модуль упругости; J — момент инерции поперечного сечения относительно оси, проходящей через центр его тяжести перпендикулярно плоскости колебаний; ρ — плотность; A — площадь поперечного сечения; k — коэффициент сдвига, вводимый в теории Тимошенко и учитывающий нели-

нейность распределения нормальных продольных и поперечных напряжений; y — поперечное смещение центра масс поперечного сечения; t — время.

В табл. 1 в столбцах "Т. Т." и "Э. Б." показаны значения собственной частоты рассматриваемой балки, полученные в результате моделирования с помощью ТКЭ с учетом и без учета теории Тимошенко соответственно.

В столбце "ANSYS" показано значение собственной частоты, полученной в ANSYS. В столбцах "Погрешность" показано отличие в процентах соответствующих значений от значений собственной частоты, полученной на основе частотных уравнений [20] для балки Тимошенко и приведенных в столбце "Аналит."

Как видно из табл. 1, значения собственной частоты, получаемые при численном моделировании в рамках теории Эйлера—Бернулли, мало отличаются от аналитических значений только для длинных балок ($L/h \geq 4$). С уменьшением длины балки практически экспоненциально увеличивается отличие значений собственных частот, получаемых на основе теории Эйлера—Бернулли и в рамках теории Тимошенко (рис. 4). Это можно объяснить тем, что с уменьшением длины балки возрастает влияние краевых эффектов при изгибе. И если для длинной балки сдвигом и инерцией ее поперечного сечения при изгибе можно пренебречь, то с уменьшением длины балки их влияние будет возрастать.

Таким образом, использовать теорию Эйлера—Бернулли для моделирования и определения собственных частот ЧЭ ММГ представляется целесообразным только в случае, если ЧЭ ММГ можно представить в виде достаточной длинной ($L/h \geq 4$) балки или системы таких балок (элементов).

Конечно-элементные модели ЧЭ СММГА и ЧЭ карданового ММГ

На следующем этапе были построены конечно-элементные модели ЧЭ СММГА и ЧЭ карданового ММГ. На рис. 5, 6 показаны, соответственно, конечно-элементные модели, построенные для ЧЭ СММГА и ЧЭ карданового ММГ, в ANSYS и в разработанном специализированном программном обеспечении СММГА-01 и CardanMMG-01 [18] с использованием трехмерного ко-

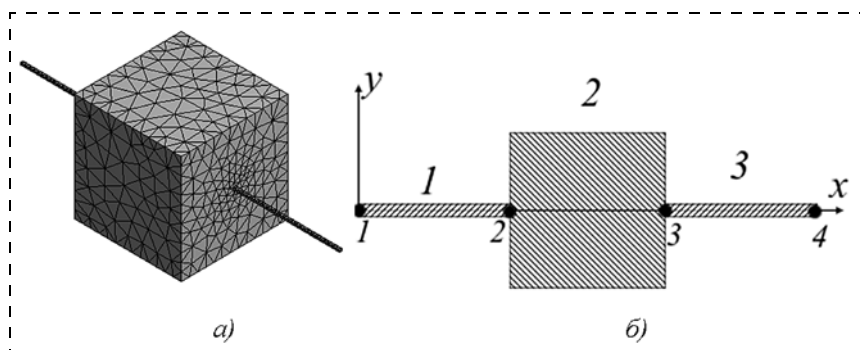


Рис. 5. Конечно-элементная модель ЧЭ СММГА в ANSYS (а) и в СММГА-01 (б)

нечного элемента *TBElement* (ТКЭ), описанного в работе [22]. ТКЭ был выбран, поскольку в отличие от элементов ANSYS его математическое описание открыто, и известно, что он полностью учитывает теорию Тимошенко. Отметим, что ТКЭ позволяет проводить моделирование динамики не только ЧЭ, но и всего датчика, как полностью учитывая теорию Тимошенко, так и в рамках теории Эйлера—Бернулли.

Конечно-элементная модель ЧЭ СММГА, построенная в СММГА-01 (см. рис. 5, б), состоит из трех элементов и четырех узлов. Инерционной массе соответствует второй элемент, упругим подвесам — первый и третий элемент. Первому элементу принадлежат узлы 1, 2. Второму — узлы 2, 3. Третьему элементу — узлы 3 и 4. В узлах 1 и 4 — жесткое закрепление.

Конечно-элементная модель ЧЭ карданового ММГ, созданная в CardanMMG-01 (рис. 6, б), состоит из 15 элементов, номера узлов обозначены черными цифрами в белых кружках. Предполагается, что в узлах 1 и 10 датчик жестко закреплен.

Численное моделирование и анализ результатов

На первом этапе был проведен частотный анализ СММГА, результаты которого показаны в табл. 2 и на рис. 7. В табл. 2 приведены значения собственных частот, полученных в программном обеспечении СММГА-01 и в комплексе ANSYS. В столбце "δ" приведена разность значений, полученных в программном комплексе ANSYS и в оригинальном разработанном программном обеспечении СММГА-01, в процентах от значений ANSYS.

Аналитическое значение частоты, приведенное в работе [21] и вычисленное в предположении, что СММГА представляет собой дискретную систему, в которой центр масс его инерционной массы подвешен с помощью упругих подвесов заданной жесткости, равно 1000 Гц.

Отметим, что получаемые в результате численного исследования СММГА значения собственных частот довольно затруднительно сравнить с аналогичным аналитическим значением частоты, приведенным

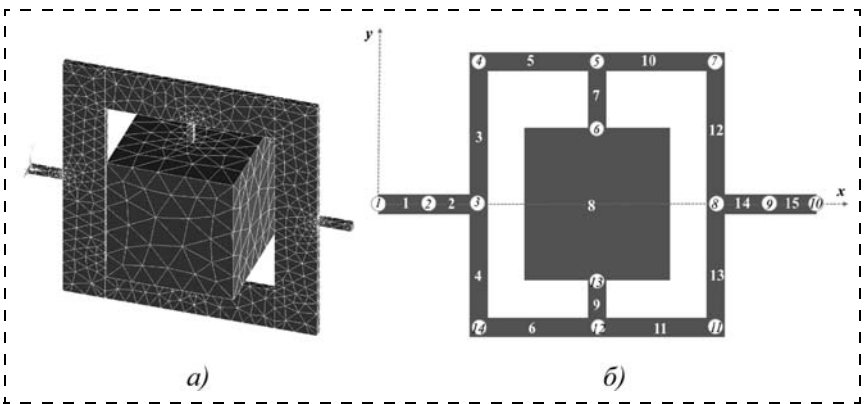


Рис. 6. Конечно-элементная модель карданового ММГ в ANSYS (а) и в CardanMMG-01 (б)

в работе [21], так как эта частота получена в предположении, что собственные колебания инерционной массы будут поступательными и будут совершаться в одной из координатных плоскостей. Такой формы собственных колебаний не предсказывает численное моделирование ни с помощью ANSYS, ни с помощью СММГА-01.

Первая мода (табл. 2) представляет собой крутильные колебания инерционной массы вокруг оси *x* (рис. 7, а). Вторая и третья моды — поступательные колебания инерционной массы (рис. 7, б, в). На рис. 7 контуром показано недеформированное положение СММГА, стрелками отображаются направления собственных колебаний.

Как видно из табл. 2, значения собственных частот, полученных в СММГА-01, отличаются от значений, полученных в программном комплексе ANSYS, не более чем на 5,3 %. Отметим, что по второй и третьей модам отличие значений, полученных в СММГА-01 и ANSYS, составляет менее 1 %, тогда как для первой моды, которой соответствуют крутильные колебания, имеет место максимальное отличие в 5,25 %. Это можно объяснить тем, что возможно в выбранных для построения модели в ANSYS элементах не полностью реализуется теория изгиба Тимошенко, и при решении некоторых типов задач пренебрегается сдвиговой деформацией поперечного сечения элемента.

В табл. 3 приведены значения собственных частот, полученных из математической модели, приведенной в работе [10], в программном обеспече-

Таблица 2

Собственные частоты СММГА

№ моды	Частота, Гц		δ, %
	СММГА-01	ANSYS	
1	3971,4	3773,2	5,25
2	6006,1	6017,0	0,18
3	6006,1	6019,2	0,22

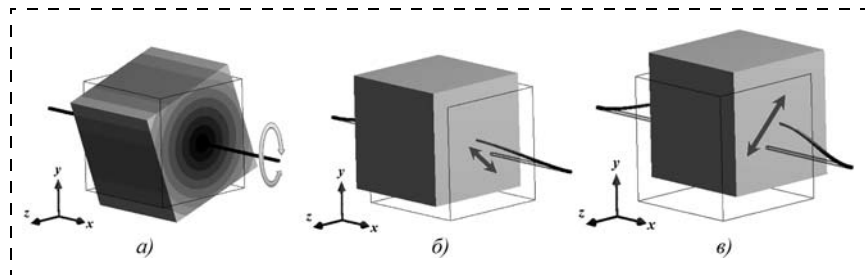


Рис. 7. Первая (а), вторая (б) и третья (в) формы собственных колебаний СММГА

Таблица 3

Собственные частоты ММГ с кардановым подвесом

№ моды	Частота, Гц			δ , %
	Аналит. [1]	CardanMMG-01	ANSYS	
1	500	956,98	942,12	1,58
2	—	1018,11	962,91	5,73

нии CardanMMG-01 с учетом теории Тимошенко, и в комплексе ANSYS. Значения в столбце " δ " вычислялись как разность значений, полученных в CardanMMG-01 и в ANSYS, в процентах от значений ANSYS.

Как видно из табл. 3, различие значений собственных частот, получаемых в ANSYS и CardanMMG-01, не превышает 6 %, тогда как аналитическое значение собственной частоты, приведенное в работе [10], равно 500 Гц, что почти в два раза меньше, чем значения, полученные как в CardanMMG-01, так и в ANSYS.

Также в CardanMMG-01 и ANSYS были построены первая и вторая формы собственных колебаний ЧЭ карданового ММГ, которые практически совпадают друг с другом.

В целом, так как первая и вторая частоты собственных колебаний ЧЭ гироскопа близки, можно сказать, что результаты частотного анализа ЧЭ карданового ММГ, проведенного в разработанной специализированной программе CardanMMG-01, с достаточной точностью соответствуют результатам, полученным в ANSYS.

Заключение

В результате проведенных исследований можно сделать вывод, что собственные частоты ЧЭ ММГ, получаемые на основе математических моделей, рассматривающих датчик как дискретную систему, могут быть использованы только для качественного анализа динамики ЧЭ ММГ, так как значения собственных частот, получаемые на таких моделях, существенно (в разы) отличаются от значений, получаемых при конечно-элементном моделировании ЧЭ ММГ с помощью объемных элементов.

Рассматривать при численном моделировании ЧЭ ММГ как распределенную механическую систему конечных элементов, реализующих теорию Эйлера — Бернулли, представляется целесообразным только в том случае, если для построения модели ЧЭ ММГ будут использованы достаточно длинные конечные элементы, отношение длины которых к характеристическому размеру (высоте или ширине) больше или равно 4. Использование теории Эйлера — Бернулли приводит к более простым, по сравнению с теорией Тимошенко, уравнениям, описывающим изгиб конечного элемента, что делает в этом случае более очевидным влияние параметров модели на конечный результат.

Однако основным методом нахождения собственных частот ЧЭ ММГ на этапе проектирования датчика следует признать метод конечно-элементного моделирования с использованием элементов, учитывающих теорию Тимошенко, с помощью специализированного программного обеспечения или универсальных программных комплексов для численного моделирования, поддерживающих такие элементы.

Список литературы

1. Пешехонов В. Г. Современное состояние и перспективы развития гироскопических систем // Гироскопия и навигация. 2011. № 1. С. 3—17.
2. Боронахин А. М., Подгорная Л. Н., Бохман Е. Д., Филиппеня Н. С., Филатов Ю. В., Шалымов Р. В., Ларионов Д. Ю. Использование микромеханических чувствительных элементов в задачах диагностики рельсового пути // Гироскопия и навигация. 2012. № 1 (76). С. 57—66.
3. Лестев А. М., Попова И. В. Современное состояние и тенденции развития механических миниатюрных гироскопов в России // Гироскопия и навигация. 1997. № 2. С. 17—23.
4. Gabriel M. Rebeiz RF MEMS: Theory, Design, and Technology, 2001. 512 p.
5. Ghodssi R., Lin P. MEMS Materials and Processes Handbook (MEMS Reference Shelf) 2011th Edition. 1188 p.
6. Dussy S., Durrant D., Moy T., Perriault N., C lerier B. MEMS gyro for space applications. Overview of European activities // AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit 15—18 August 2005, San Francisco, California.
7. Acar C., Shkel A. MEMS Vibratory Gyroscopes: Structural Approaches to Improve Robustness. Springer Publishing Company, Inc. 2008. 272 p.
8. Choudhary V., Iniewski K. MEMS: Fundamental Technology and Applications (Devices, Circuits, and Systems). CRC Press, 2013. 478 p.
9. Лукьянов Д. П., Распопов В. Я., Филатов Ю. В. Микромеханические навигационные приборы. С.-Петербург: Изд. Санкт-Петербургского гос. электротехнического ун-та "ЛЭТИ", 2008. 203 с.
10. Распопов В. Я. Микромеханические приборы: учеб. пособие. Тула: Изд. Тул. гос. университета, 2002. 392 с.
11. Джашизов В. Э., Панкратов В. М. Датчики, приборы и системы авиакосмического и морского приборостроения в условиях тепловых воздействий / Под общ. ред. акад. РАН В. Г. Пешехонова. С.-Петербург: ГНЦ РФ ЦНИИ "Электроприбор", 2005. 404 с.
12. Tickoo Sham ANSYS 11.0 for Designers — CAD/CIM Technologies. 544 p.
13. Code Aster. [R3.08.01] "Accurate" beam elements (straight and curved). Документация для версии Code Aster 11. URL: <http://code-aster.org/doc/v11/en/index.php?man=R3> (Дата обращения: 20.03.2016).
14. CalculiX CrunchiX USER'S MANUAL version 2.5. Convergent Mechanical. 2003—2015. URL: <http://bconverged.com/calculix/doc/ccx/html/ccx.html> Дата обращения: 20.03.2016).
15. OpenFOAM. Free Open Source CFD. The OpenFOAM Foundation. Корпоративный сайт. OpenFOAM Foundation. 2011—2016. URL: <http://www.openfoam.org/> (Дата обращения: 20.03.2016).
16. COMSOL Multiphysics. The Platform for Physics-Based Modeling and Simulation. Корпоративный сайт. COMSOL Inc. 2016 URL: <https://www.comsol.com/comsol-multiphysics> (Дата обращения: 11.07.2016).
17. Octave and Matlab FEM Toolbox. Корпоративный сайт. Precise Simulation Ltd. 2016. URL: <http://www.featoool.com> (Дата обращения: 11.07.2016).
18. Барулина М. А., Панкратов В. М. Моделирование динамических процессов в микромеханических датчиках инерциальной информации и их компонентах с помощью специализированного программного обеспечения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва. 2015. Т. 14. № 2. С. 223—233.

19. Елисеев В. В. Механика упругих тел. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1999. 341 с.

20. Григолюк Э. И., Селезов И. Т. Неклассические теории колебаний стержней, пластин и оболочек // Итоги науки и техники. Сер.: Мех. тверд. деформ. тел. М.: ВИНТИ, 1973. Т. 5. 272 с.

21. Джашигов В. Э., Панкратов В. М., Барулина М. А. Теоретические основы разработки и создания суперминиатюрного микромеханического многофункционального датчика инерциальной информации // Нано- и микросистемная техника. 2010. № 5 (118). С. 46—54.

22. Барулина М. А. Математическое обеспечение конечно-элементного моделирования микромеханических датчиков инерциальной информации в рамках неклассической теории изгиба // Мехатроника, автоматизация, управление. 2015. Т. 16, № 11. С. 764—770.

23. Барулина М. А. Построение матрицы масс трехмерного конечного элемента для моделирования динамики микромеханических датчиков инерциальной информации и их узлов // Мехатроника, автоматизация, управление. 2015. Т. 16, № 5. С. 352—360.

24. Филиппов А. П. Колебания упругих систем. Киев: Изд-во АН УССР, 1956. 322 с.

A Comparative Analysis of Different Approaches to Determination of the Natural Frequencies of the MEMS Gyros

V. M. Pankratov, vmpank@mail.ru, M. A. Barulina, marina@barulina.ru✉,
Institute of Precision Mechanics and Control, Russian Academy of Sciences,
Saratov, 410028, Russian Federation

Corresponding author: Barulina Marina A., Ph.D., Senior Researcher,
Institute of Precision Mechanics and Control, Russian Academy of Sciences,
Saratov, 410028, Russian Federation, e-mail: marina@barulina.ru

Received on September 05, 2016

Accepted on September 23, 2016

The article is devoted to research different approaches used to determine the natural frequencies of the MEMS-gyro sensing element at the design stage. In a general case, the MEMS-gyro sensing element can be presented as one or more proof masses, which are connected with each other and with the gyro base by means of springs. Well-known mathematical models for the dynamics of the sensitive element consider it as a discrete system, where the proof masses are substituted by its mass center and the springs are substituted by their stiffness. The finite element modeling (FEM) allows us to consider the sensitive element as a system of linked solid deformable bodies. However, the results of the finite element simulation of the sensing element dynamics depends on the theory of bending supported in the elements used for modeling. Currently, the classical theory of bending of the Euler-Bernoulli and Timoshenko theory are widely used for the finite element simulation of the sensing element. Each of the three approaches (the mathematical models, FEM with Euler-Bernoulli theory, FEM with Timoshenko theory) has its advantages and disadvantages. In the paper the problem of the difference of the simulation results using one of the three approaches by the example for determination of the micromechanical gyroscope natural frequencies was investigated. Specific recommendations for the study of the micromechanical sensors and determination of their natural frequencies were formulated.

Keywords: micromechanical gyroscope, finite element modeling, natural frequencies, Timoshenko theory, Euler-Bernoulli theory, mathematical models

Acknowledgements: This work was supported by RFBR grant № 16-08-00328 A0.

For citation:

Pankratov V. M., Barulina M. A. A Comparative Analysis of Different Approaches to Determination of the Natural Frequencies of the MEMS Gyros, *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*, 2017, vol. 18, no. 3, pp. 196—202.

DOI: 10.17587/mau.18.196-202

References

1. Peshekhonov V. G. *Sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya giroskopicheskikh sistem* (Gyroscopic Systems: Current Status and Prospects), *Giroskopiya i Navigatsiya*, 2011, no. 1, pp. 3—17 (in Russian).

2. Boronakhin A. M., Podgornaya L. N., Bokhman E. D., Filipenya N. S., Filatov Yu. V., Shalymov R. B., Larionov D. Yu. *Ispol'zovanie mikromekhanicheskikh chuvstvitel'nykh elementov v zadachah diagnostiki rel'sovogo puti* (MEMS-based inertial system for railway track diagnostics), *Giroskopiya i Navigatsiya*, 2012, no. 1 (76), pp. 57—66 (in Russian).

3. Lestev A. M., Popova I. V. *Sovremennoe sostoyanie i tendencii razvitiya mekhanicheskikh miniaturnykh giroskopov v Rossii* (Micromechanical gyros recent state and development trend in Russia), *Giroskopiya i Navigatsiya*, 1997, no. 2, pp. 17—23 (in Russian).

4. Gabriel M. Rebeiz RF MEMS: Theory, Design, and Technology, 2001, 512 pp.

5. Ghodssi R., Lin P. MEMS Materials and Processes Handbook (MEMS Reference Shelf), 2011th Edition.

6. Dussy S., Durrant D., Moy T., Perriault N., Célerier B. MEMS gyro for space applications. Overview of European activities, *AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit 15—18 August 2005*, San Francisco, California.

7. Acar C., Shkel A. MEMS Vibratory Gyroscopes: Structural Approaches to Improve Robustness, Springer Publishing Company, Inc. 2008.

8. Choudhary V., Iniewski K. MEMS: Fundamental Technology and Applications (Devices, Circuits, and Systems), CRC Press, 2013.

9. Loukianov D. P., Raspopov V. Ya., Filatov Y. V. *Mikromekhanicheskie navigatsionnye pribory* (Micromechanical navigation devices), *FASO Russia*, Saint Petersburg Electrotechnical University "LETI", 2008, 203 p. (in Russian).

10. Raspopov V. Ya. *Mikromekhanicheskie pribory. Uchebnoe posobie* (Micromechanical sensors. Tutorial), Tula, 2002 (in Russian).

11. Dzhashitov V. E., Pankratov V. M. *Datchiki, pribory i sistemy aviakosmicheskogo i morskogo priborostroeniya v usloviyakh teplovyykh vliyaniy* (Sensors, devices and systems for aerospace and marine engineering in the conditions of thermal influence), S.-Peterburg, CSRI "Elektroprigor", 2005 (in Russian).

12. Tickoo Sham ANSYS 11.0 for Designers — CAD/CIM Technologies.

13. Code Aster. [R3.08.01] "Accurate" beam elements (straight and curved), available at: <http://code-aster.org/doc/v11/en/index.php?man-R3>.

14. **CalculiX** CrunchiX USER'S MANUAL version 2.5 // Convergent Mechanical. 2003–2015, available at: <http://bconverged.com/calculix/doc/ccx/html/ccx.html>

15. **OpenFOAM**. Free Open Source CFD. The OpenFOAM Foundation // OpenFOAM Foundation, available at: <http://www.openfoam.org/>

16. **COMSOL** Multiphysics. The Platform for Physics-Based Modeling and Simulation: available at: <https://www.comsol.com/comsol-multiphysics>.

17. **Octave** and Matlab FEM Toolbox, available at: <http://www.featoool.com>

18. **Barulina M. A., Pankratov V. M.** *Modelirovanie dinamicheskikh protsessov v mikromekhanicheskikh datchikakh inertial'noi informatsii i ikh komponentakh s pomoshch'yu spetsializirovannogo programmnogo obespecheniya* (Modeling of dynamic processes in micromechanical inertial sensors and their components using specialized software), *Vestnik SSAU*, 2015, vol. 14, no. 2, pp. 223–233 (in Russian).

19. **Eliseev V. V.** *Mekhanika uprugikh tel* (The mechanics of elastic bodies), St. Petersburg, Publishing house of SPbGTU, 1999, 341 p. (in Russian).

20. **Grigolyuk E. I., Selezov I. T.** *Neklassicheskie teorii kolebaniy sterzhney, plastin i obolochek* (Non-classical theory of vibrations of rods, plates and shells), *Itogi nauki i tekhniki. Ser.: Mekh. tverd, deform. tel*, Moscow, VINITI, 1973, vol. 5, 272 p. (in Russian).

21. **Dzhashitov V. E., Pankratov V. M., Barulina M. A.** *Teoreticheskie osnovy razrabotki i sozdaniya superminiaturnogo mikromekhanicheskogo mnogofunktsional'nogo datchika inertial'noy informatsii* (The Theoretical Bases of Development and Creation of the Superminiature Micromechanica/ Multifunction Sensor of the Inertia/ Information), *Nano- i Mikrosistemnaya Tekhnika*, 2010, no. 5 (118), pp. 46–54 (in Russian).

22. **Barulina M. A.** *Matematicheskoe obespechenie konechno-elementnogo modelirovaniya mikromekhanicheskikh datchikov inertial'noi informatsii v ramkakh neklassicheskoi teorii izgiba* (Finite-Element Modeling of the Micromechanical Inertial Sensors Using Non-Classical Beam Theory), *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*, 2015, vol. 16, no. 11, pp. 764–770 (in Russian).

23. **Barulina M. A.** *Postroenie matritsy mass trekhmernogo konechnogo elementa dlya modelirovaniya dinamiki mikromekhanicheskikh datchikov inertial'noy informatsii i ikh uzlov* (Development of a Mass Matrix of the 3D Finite Element for Modeling of the Dynamics of Micromechanical Inertial Sensor Data and their Components), *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*, 2015, vol. 16, no. 5, pp. 352–360 (in Russian).

24. **Filippov A. P.** *Kolebaniya uprugikh sistem* (Vibrations of elastic systems), Publisher Ukrainian Academy of Sciences, Kyiv, 1956 (in Russian).

УДК 004.942 + 004.5

DOI: 10.17587/mau.18.202-207

Б. Д. Аминев, мл. науч. сотр., daianovich@mail.ru,
С. К. Данилова, канд. техн. наук, вед. науч. сотр., lab45_1@ipu.ru,
Институт проблем управления им. В. А. Трапезникова РАН

Автоматизация управления движением морского подводного объекта по заданному маршруту на основе имитационного моделирования*

Описывается автоматизация управления движением морского подводного объекта по заданному маршруту в пространстве средствами разрабатываемого программного обеспечения с применением методов полномасштабного имитационного моделирования и теории управления сложными динамическими объектами. Рассмотрены проблемы, возникшие во время разработки, и пути их решения, приведен анализ перспектив дальнейшего развития разработанной системы. Приведены результаты работы приложения в рамках реального проекта при решении задачи реализации маршрута за допустимый интервал времени движения.

Ключевые слова: автоматизация, управление, полномасштабное имитационное моделирование, морской подводный объект, траекторное движение, малозумное маневрирование

Введение

Модель динамики морского подводного объекта (МПО) представляет собой сложную систему нелинейных дифференциальных уравнений высокого порядка. Управление МПО является по своей структуре сетевым (осуществляется с различных постов управления), многомерным, многоканальным, проводится с ограничениями на фазовые координаты движения с использованием различных средств управления, которые имеют как гидродинамическую, так и гидростатическую природу. К первой группе относятся гидродинамические рули, позволяющие МПО маневрировать в пространстве на ходу. Эффективность управления горизонтальными и вертикальными рулями зависит от скорости дви-

жения МПО, углов перекладки и их допустимых значений. Гидростатические средства управления (цистерны) применяются на малых скоростях и в режиме "без хода" [1]. В исследуемом режиме управления цистерны используются для создания балласта, компенсирующего силы обжатия корпуса МПО и учета гидрологических разрезов. Разработка работоспособных алгоритмов управления движением МПО в различных режимах управления должна проводиться в ходе исследования его маневров с ограничениями на интенсивность управления, состав средств управления, скорость движения с применением полномасштабной имитационной модели объекта [2]. Управление должно основываться на физической и технической интерпретации работы технических средств управления, модели движения объекта и обеспечивать функциональность для выполнения режимов движения.

* Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 15-08-05133а.