

*С.Ю. ПОГОРЕЛОВ, В.Л. ХАВИН***ОЦЕНКА ДОПУСТИМЫХ АМПЛИТУД ВНЕШНЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА БЕСПЛАТФОРМЕННЫЕ ИНЕРЦИОННЫЕ НАВИГАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ**

В современной авиационно-космической технике широко используются бесплатформенные инерциальные навигационные системы (БИНС), использующие волоконно-оптические (ВОГ) или кольцевые лазерные (КЛГ) гироскопы. Во время эксплуатации таких систем происходит поворот осей чувствительности относительно базовой системы координат. Образующиеся углы между осями базовой системы координат и осями чувствительности навигационной системы (неортогональности) являются одним из факторов, приводящих к увеличению погрешностей измерений прибора, что сказывается на точности измерений. В процессе эксплуатации на систему воздействуют вибрации различной природы, воздействие которых способно способствовать появлению неортогональностей. Целью настоящей работы является определение максимально допустимых амплитуд вибраций, воздействующих на корпус БИНС по допустимым величинам отклонения осей чувствительности ВОГ для двух вариантов компоновки БИНС. Рассмотрен подход к определению допустимых амплитуд внешнего гармонического воздействия на блок бесплатформенной инерциальной навигационной системы на основе волоконно-оптических либо кольцевых лазерных гироскопов. Разработана расчетная схема, математическая и конечноэлементная модели для расчета собственных частот и вынужденных колебаний блока бесплатформенной инерциальной навигационной системы. В различных частотных диапазонах численными расчетами определены граничные значения амплитуд внешнего гармонического воздействия на основе конкретных конфигураций сборки БИНС. Установлено, что опасные состояния имеют место в районе 1-й собственной частоты системы, а также и вблизи более высоких частот. Сопоставление результатов по вариантам конструкции 1 и 2 позволяет сделать вывод, что для ослабления влияния вибраций на точность работы блока БИНС целесообразно, чтобы низшие собственные частоты колебаний для сборки БИНС были максимально высокими (более 1000 Гц).

Ключевые слова: вибрация; волоконно-оптический гироскоп; бесплатформенная инерциальная навигационная система; метод конечных элементов; собственные частоты и формы колебаний.

У сучасній авіаційно-космічній техніці широко застосовуються бесплатформенні інерціальні навігаційні системи (БІНС), що використовують волоконно-оптичні (ВОГ) або кільцеві лазерні (КЛГ) гіроскопи. Під час експлуатації таких систем відбувається поворот осей чутливості щодо базової системи координат. Утворені кути між осями базової системи координат і осями чутливості навігаційної системи (неортогональності) є одним з факторів, що призводять до збільшення похибок вимірювань приладу, що позначається на точності вимірювань. В процесі експлуатації на систему впливають вібрації різної природи, вплив яких здатний сприяти появі неортогональної. Метою цієї роботи є визначення максимально допустимих амплітуд вібрацій, що впливають на корпус БІНС, за допустимими величинами відхилення осей чутливості ВОГ для двох варіантів компоновання БІНС. Розглянуто підхід до визначення допустимих амплітуд зовнішнього гармонійного впливу на блок бесплатформенної інерціальної навігаційної системи на основі волоконно-оптичних або кільцевих лазерних гіроскопів. Розроблено розрахункову схему, математичну і скінченноелементну моделі для розрахунку власних частот і вимушених коливань блоку бесплатформенної інерціальної навігаційної системи. У різних частотних діапазонах чисельними розрахунками визначені граничні значення амплітуд зовнішнього гармонійного впливу на основу конкретних конфігурацій збірки БІНС. Встановлено, що небезпечний стан має місце в районі 1-ї власної частоти системи, а також і поблизу більш високих частот. Зіставлення результатів за варіантами конструкції 1 і 2 дозволяє зробити висновок, що для ослаблення впливу вібрацій на точність роботи блоку БІНС доцільно, щоб нижчі власні частоти коливань для збірки БІНС були максимально високими (більше 1000 Гц).

Ключові слова: вібрація; волоконно-оптичний гіроскоп; бесплатформена інерційна навігаційна система; метод скінченних елементів; власні частоти і форми коливань.

In modern aerospace technology, strapdown inertial navigation systems (SINS) are widely used, using fiber-optic (FOG) or ring laser (CLG) gyroscopes. During the operation of such systems, the sensitivity axes are rotated relative to the basic coordinate system. The resulting angles between the axes of the base coordinate system and the axes of sensitivity of the navigation system (non-orthogonality) are one of the factors leading to an increase in the measurement errors of the device, which affects the measurement accuracy. During operation, the system is affected by vibrations of various nature, the impact of which can contribute to the appearance of non-orthogonality. The purpose of this work is to determine the maximum permissible vibration amplitudes affecting the SINS body according to the permissible values of the deviation of the FOG sensitivity axes for two variants of the SINS layout. An approach to determining the permissible amplitudes of an external harmonic impact on the unit of a strapdown inertial navigation system based on fiber-optic or ring laser gyroscopes is considered. A design scheme, mathematical and finite element models for calculating natural frequencies and forced oscillations of a strapdown inertial navigation system unit have been developed. In various frequency ranges, numerical calculations have determined the boundary values of the amplitudes of the external harmonic impact on the base of specific configurations of the SINS assembly. It has been established that dangerous states take place in the region of the 1st natural frequency of the system, as well as near higher frequencies. Comparison of the results for design options 1 and 2 allows us to conclude that in order to weaken the effect of vibrations on the accuracy of the SINS unit, it is advisable that the lowest natural vibration frequencies for the SINS assembly be as high as possible (more than 1000 Hz).

Key words: vibration; fiber optic gyroscope; strapdown inertial navigation system; finite element method; natural frequencies and modes of vibration.

Введение. В современной авиационно-космической технике широко используются бесплатформенные инерциальные навигационные системы (БИНС), использующие волоконно-оптические (ВОГ) или кольцевые лазерные (КЛГ) гироскопы. Во время эксплуатации таких систем происходит поворот осей чувствительности относительно базовой системы координат. Образующиеся углы между осями базовой системы координат и осями чувствительности навигационной системы (неортогональности) являются одним из факторов, приводящих к увеличению

погрешностей измерений прибора, что и должно быть учтено при обработке измерений. Это требует выполнения широкого круга исследований, направленных на выявления пределов применимости, точности, надежности и др. В процессе эксплуатации на систему воздействуют вибрации различной природы, наличие которых способствует появлению неортогональностей. Данная статья посвящена определению максимально допустимых амплитуд вибраций, воздействующих на основе бесплатформенной инерциальной навигационной

системы, по допускаемым величинам отклонения осей чувствительности гироскопов для различных конфигураций сборки БИНС.

Анализ литературных источников и постановка проблемы. В ряде случаев конструкции БИНС оказываются весьма чувствительными к вибрациям, что требует введения мер по компенсации вибрационного воздействия [1]. Как правило, рассматриваются те или иные меры оценки и алгоритмической компенсации ошибок, вызванных вибрациями собственно гироскопа (ВОГ или КЛГ) [1,2,3,4,5,6]. Разрабатываются также подходы аппаратной реализации подавления вибрационных ошибок [7,8,9,10]

Следует отметить, что выбор компоновочной схемы системы БИНС также играет важную роль при оценке ее вибрационного поведения, нарушающего положение осей чувствительности прибора [11,12].

Как отмечается в [13], вибрации взлетающей ракеты имеют широкий спектр воздействий, вследствие чего должен быть рассмотрен достаточно широкий диапазон частот. Вместе с тем отмечается, что для средних и тяжелых ракет собственные частоты первых 6 форм как правило не превышают 50 Гц, а влияние вибраций с частотой свыше 500 Гц незначительно [13,14].

Цель и задачи исследования. Целью настоящей работы является определение максимально допустимых амплитуд вибраций, воздействующих на корпус БИНС по допускаемым величинам отклонения осей чувствительности ВОГ для двух вариантов компоновки БИНС.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать расчетную схему и конечноэлементную модель бесплатформенной инерциальной навигационной системы (БИНС), для каждого из вариантов компоновки,
- осуществить моделирование влияния внешнего вибрационного воздействия на отклонение осей чувствительности бесплатформенного инерциального блока (БИБ), для каждого из вариантов компоновки,
- в рабочем диапазоне частот определить граничные значения амплитуд внешнего вибрационного воздействия, для каждого из вариантов компоновки,
- осуществить сопоставление и интерпретацию полученных результатов.

Корректное решение поставленной задачи требует применения современных численных методов, в частности, метода конечных элементов (МКЭ).

Описание конструкции. Рассмотрены две компоновочные схемы БИНС, для которых были созданы упрощенные геометрические модели.

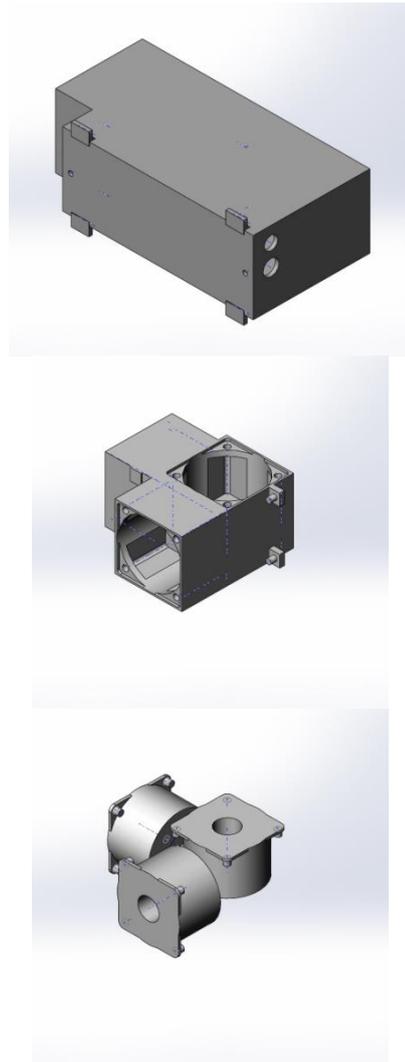


Рис. 1. Сборка БИНС, вариант 1: корпус БИНС, корпус БИБ и имитаторы КЛГ

Вариант 1 представляет собой сборку, включающую три КЛГ, установленных в корпус бесплатформенного инерциального блока (БИБ) коробчатого типа, в свою очередь помещенный в корпус блока БИНС также коробчатого типа (Рис.1). Конечноэлементная модель для динамического анализа сборки БИНС содержит 39575 узлов, использованы элементы в виде 10-узлового тетраэдра.

Вариант 2 представляет собой сборку, включающую четыре ВОГ, установленных на специальную раму (т.н. "куб"), три из которых имеют взаимно ортогональные оси чувствительности, а ось четвертого равнонаклонена к ним. Куб с помощью стоек крепится к основанию сборки, которая далее закрывается боковыми панелями и крышкой отсека. Конечноэлементная модель для динамического анализа сборки БИНС содержит 77380 узлов (Рис.2), использованы элементы в виде 10-узлового тетраэдра.

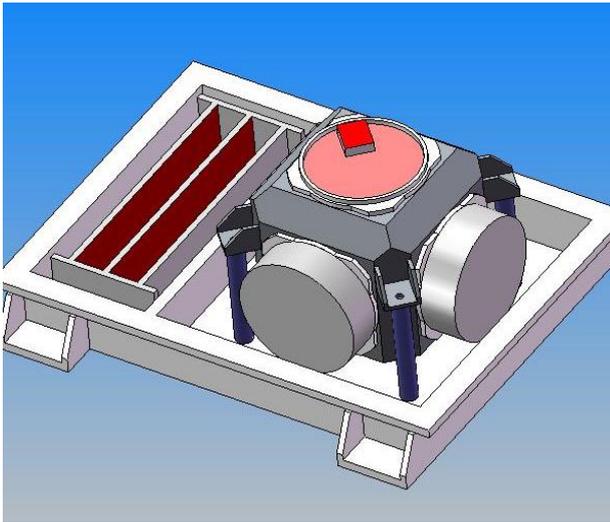


Рис. 2. Сборка БИНС, вариант 2. Боковые панели и крышка отсека сняты.

Математическая постановка задачи и метод решения. Для анализа вибрационного состояния рассматриваемой системы БИНС используется следующий подход.

Общее уравнение движения в формулировках МКЭ системы имеет вид [13]

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\} \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс, $[C]$ – матрица демпфирования, $[K]$ – матрица жесткости, $\{\ddot{u}\}$ – вектор ускорений, $\{\dot{u}\}$ – вектор скорости, $\{u\}$ – вектор перемещений, $\{F^a\}$ – вектор внешних узловых усилий.

В рассматриваемом случае поведение системы обусловлено движением опорной поверхности, поэтому компонентами вектора нагружения являются эквивалентные нагрузки, соответствующие перемещениям, возникающим при движении основания. Считается, что при вибрации имеет место сонаправленное и синфазное гармоническое перемещение закрепления, в результате чего в конструкции возникают силы инерции, вызывающие ее деформирование [15]. При вынужденных колебаниях, порождаемых вибрацией, необходимо также учитывать наличие демпфирования в условиях резонанса.

Для определения частот и форм собственных колебаний конструкций проводится модальный анализ. В этом случае уравнение колебаний конструкции в матричной форме принимает вид

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\}. \quad (2)$$

Модальный анализ заключается в нахождении условий, при которых система совершает гармонические колебания по закону:

$$\{u\} = \{\phi\}_i \sin \omega_i t \quad (3)$$

где $\{\phi\}_i$ – вектор, характеризующий форму собственных колебаний (соотношения между смещениями узлов); ω_i – круговая частота собственных колебаний;

Из (2) и (3) получаем уравнение собственных колебаний:

$$([K] - [M]\omega_i^2)\{\phi\}_i = \{0\} \quad (4)$$

Нетривиальное решение уравнения (4) существует лишь тогда, когда величины ω_i ($i = 1, \dots, n$) обращают в нуль определитель матрицы: $|[K] - [M]\omega_i^2| = 0$. Далее могут быть определены значения круговых частот ω_i^2 ,

соответствующих собственным частотам $f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$ и

собственных векторов $\{\phi\}_i$, удовлетворяющих (4).

Результаты моделирования. Расчеты по определению вынужденных динамических перемещений выполнялись следующим образом. Вычислялись собственные частоты системы. При этом предполагалось, что внешний корпус жестко закреплен по опорным площадкам крепежных лапок. Были определены первые 6 собственных частот. Для варианта 1 их величины составили соответственно: 416, 823, 855, 1019, 1066, 1068 Гц, для варианта 2 – 1810, 2081, 2297, 2806, 3085, 3222 Гц.

Для учета влияния вынужденного вибрационного воздействия считается, что при вибрации имеет место сонаправленное и синфазное перемещение всех поверхностей закрепления, в результате чего в конструкции возникают силы инерции, вызывающие деформирование [15]. По величине предельно допускаемой величины отклонений осей определяется допускаемое ускорение. Далее определяется гармонический отклик структуры на вибрации основания различных частот, и по ограничению на максимальные углы поворота осей чувствительности (5 угловых минут) определялся допустимая амплитуда вибрации основания.

На рис.3 приведены зависимости допустимой амплитуды внешнего вибрационного воздействия от его частоты при величине коэффициента конструкционного демпфирования $\eta = 0.05$, характерного для металлических конструкций с соединениями [16]. Для варианта 1 минимальное значение составляет 0,50911 мм при $f = 416$ Гц, т.е. на 1-й собственной частоте системы. Для варианта 2 минимальное значение составляет 0,013985 мм при $f = 1810$ Гц.

В обоих случаях имеет место убывание допустимой амплитуды при росте частоты вынуждающего воздействия. При этом опасные минимумы достигаются при совпадении вынуждающей частоты с собственными частотами. В левой части графика, при частоте 50 Гц, значения составляют десятки миллиметров и даже

сотни миллиметров, что вряд ли имеет место на практике. На рис. 4 показан фрагмент этих же зависимостей для диапазона от 200 до 1000 Гц.

Для варианта сборки 1 отмечается опасный уровень амплитуды 0,509 мм при частоте $f=416$ Гц, при том, что для второго варианта на этой же частоте составляет 5,27 мм. Для варианта сборки 2 даже при частоте 1000 Гц допустимая амплитуда больше (0,616 мм).

В [13, 14] отмечается, что для ракет значения 6 первых собственных частот не превышают 100 Гц, а мощность вибраций с частотой свыше 500 Гц незначительна.

При частотах вибраций, существенно меньших, чем собственная частота сборки блока БИНС, опасные амплитуды вибраций настолько велики, что реально при эксплуатации не достигаются.

Таким образом, можно сделать вывод, что для ослабления влияния вибраций на точность работы блока БИНС следует добиваться такой конструкции с максимальной величиной первых собственных частот.

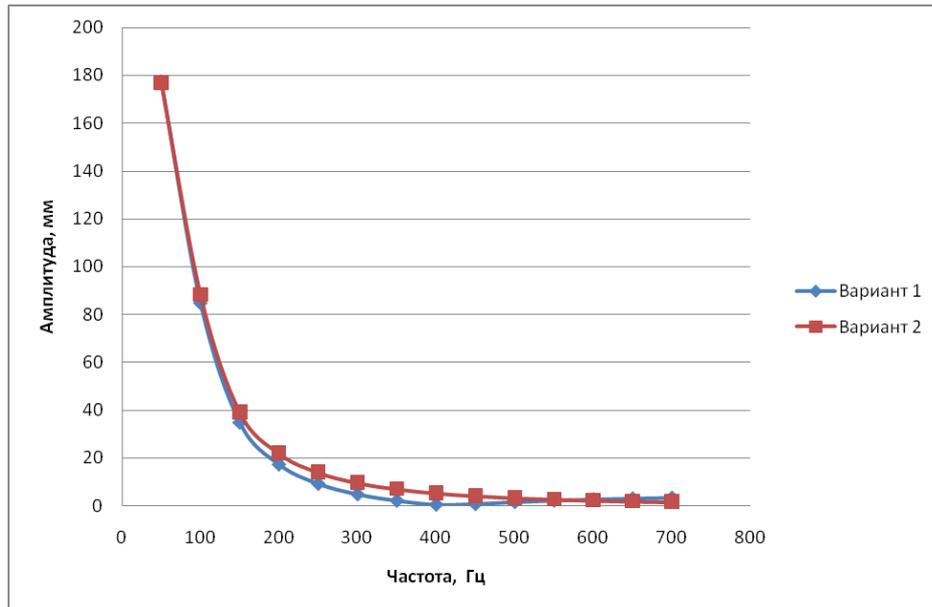


Рис. 3. Зависимость допустимой амплитуды вибрации основания от частоты внешнего воздействия, диапазон от 50 до 700 Гц.

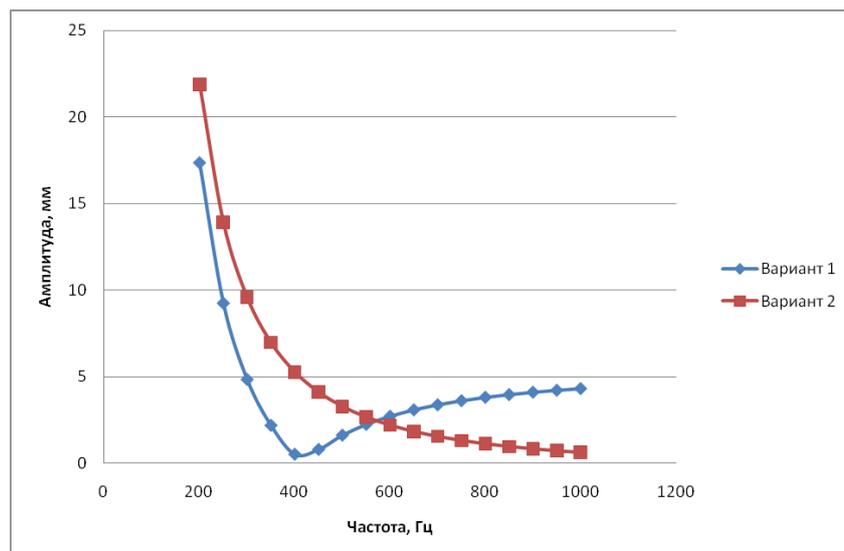


Рис.4. Зависимость допустимой амплитуды вибрации основания от частоты внешнего воздействия, диапазон от 200 до 1000 Гц.

Выводы.

В настоящей работе рассмотрен подход к определению допустимых амплитуд внешних

гармонических воздействий на блок бесплатформенной инерциальной навигационной системы.

Разработана расчетная схема, математическая и конечноэлементная модели для расчета собственных частот и оценки амплитуд вынужденных колебаний блока БИНС.

В различных частотных диапазонах определены граничные значения амплитуд внешнего гармонического воздействия для двух конфигураций сборки БИНС.

Установлено, что опасные состояния начинаются в районе 1-й собственной частоты системы. Для рассмотренной компоновки БИНС первая собственная

частота равна 416 Гц и попадает в диапазон, где развиваются колебания значительной амплитуды.

Сопоставление результатов по вариантам конструкции 1 и 2 позволяет сделать вывод, что для ослабления влияния вибраций на точность работы блока БИНС целесообразно, чтобы собственные частоты колебаний блока были по возможности более высокими.

Список литературы

1. Chen, Xiyuan; Wang, Wei. *Extracting and compensating for FOG vibration error based on improved empirical mode decomposition with masking signal*. Applied Optics. (2017) 56 (13): 3848.
2. Rui Song; Xiyuan Chen . *Analysis of fiber optic gyroscope vibration error based on improved local mean decomposition and kernel principal component analysis* . Applied Optics Vol. 56, Issue 8, pp. 2265-2272 (2017)
3. Zhang Zhuomin, Liu Fang, Hu Wenbin, Gan Weibing, " *Vibration Error Research of Fiber Optic Gyroscope in Engineering Surveying* " . Telkomnika-Indonesian Journal of Electrical Engineering. (2013).11. 1948-1955.
4. Zhongxing Gao, Yonggang Zhang, Yunhao Zhang. *Modeling for IFOG Vibration Error Based on the Strain Distribution of Quadrupolar Fiber Coil* . Sensors. 2016. Vol. 16. DOI:10.3390/s16071131.
5. Галягин К.С., Ошивалов М. А., Савин М. А. *Численное моделирование дрейфа волоконно-оптического гироскопа при внешнем ударном воздействии // Изв. вузов. Приборостроение*. 2017. Т. 60, № 12. С. 1169—1176.
6. Курбатов А.М., Курбатов Р.А. *Вибрационная ошибка угловой скорости волоконно-оптического гироскопа и методы ее подавления*. Радиотехника и электроника. Т. 58, №7, стр. 842-850, 2013.
7. Pan Xiong, Zhang Chun-Sheng, Wang Xi-Chen, Wang Xia-Xiao. *Vibration error suppression technique for a fiber optic gyroscope based on partial demodulation and feedback in advance* . J. of Vibration and Shock. 2015. Vol. 34, 60-65, N 15. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2015.15.012.
8. Chen, Chung-jen. *Methods and systems for fiber optic gyroscopes vibration error suppression* . United States Patent 7715014. 2010.
9. Sanders G., Dankwort R., Kaliszek A. et al. *Fiber optic gyroscope vibration error compensator*. US Patent №5,923,424, 1999.
10. Greening T. *Digital intensity suppression for vibration and radiation insensitivity in a fiber optic gyroscope*. US Patent №2008/0079946, 2008.
11. Погорілов С.Ю., Пугачов Р.В. *Модельовання допустимого впливу вібрацій на роботу астронерційного блоку*. Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тез. доп. XXVII міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD–2019, ч.1 – Харків, НТУ „ХПІ”, с.78.
12. Pogorilov S.Yu., Khavin V.L., Khavina I.P.. *Определение допустимых амплитуд вибрации основания бесплатформенной инерциальной навигационной системы*. – Вісник НТУ „ХПІ”, серія "Динаміка і міцність машин". –Харків: НТУ „ХПІ”, 2020.– №1, с.42-46.
13. Исаенко С.В. *Анализ воздействия вибрационных нагрузок на манипуляционную систему космического назначения при выведении на ракетe-носителе*. Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування №2 (68). 2013. – с.166-172.
14. Колесников К.С. *Динамика ракет*. М.: Машиностроение, 2003. – 520 с..

15. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. *Колебания в инженерном деле*. – М.: Машиностроение, 1985. - 472 с.
16. *Вибрации в технике*: Справочник. В 6-ти т. Ред. совет: В.Н.Челомей (пред). – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов. 1981, 456 с.

References (transliterated)

1. Chen, Xiyuan; Wang, Wei. *Extracting and compensating for FOG vibration error based on improved empirical mode decomposition with masking signal*. Applied Optics. (2017) 56 (13): 3848.
2. Rui Song; Xiyuan Chen . *Analysis of fiber optic gyroscope vibration error based on improved local mean decomposition and kernel principal component analysis* . Applied Optics Vol. 56, Issue 8, pp. 2265–2272 (2017)
3. Zhang Zhuomin, Liu Fang, Hu Wenbin, Gan Weibing, " *Vibration Error Research of Fiber Optic Gyroscope in Engineering Surveying* " . Telkomnika-Indonesian Journal of Electrical Engineering. (2013).11. 1948–1955.
4. Zhongxing Gao, Yonggang Zhang, Yunhao Zhang. *Modeling for IFOG Vibration Error Based on the Strain Distribution of Quadrupolar Fiber Coil* . Sensors. 2016. Vol. 16. DOI:10.3390/s16071131.
5. Galyagin K.S., Oshivalov M. A., Savin M. A. *Chislennoe modelirovanie dreyfa volokonno-opticheskogo giroskopa pri vneshnem udarnom vozdeystvii // Izv. vuzov. Priborostroenie*. 2017. T. 60, No 12. p. 1169—1176. [in Russian].
6. Kurbatov A.M., Kurbatov P.A. *Vibratsionnaya oshibka uglovoy skorosti volokonno-opticheskogo giroskopa i metody ee podavleniya*. Radiotekhnika i elektronika. T. 58, #7, p. 842-850, 2013. [in Russian].
7. Pan Xiong, Zhang Chun-Sheng, Wang Xi-Chen, Wang Xia-Xiao. *Vibration error suppression technique for a fiber optic gyroscope based on partial demodulation and feedback in advance* . J. of Vibration and Shock. 2015. Vol. 34, 60-65, N 15. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2015.15.012.
8. Chen, Chung-jen. *Methods and systems for fiber optic gyroscopes vibration error suppression* . United States Patent 7715014. 2010.
9. Sanders G., Dankwort R., Kaliszek A. et al. *Fiber optic gyroscope vibration error compensator*. US Patent №5,923,424, 1999.
10. Greening T. *Digital intensity suppression for vibration and radiation insensitivity in a fiber optic gyroscope*. US Patent №2008/0079946, 2008.
11. Pogorilov S.Yu., Pugachov R.V. *Modelyuvannya dopustimogo vplyvu vibracij na robotu astroineracijnogo bloku*. Informacijni tehnologiji: nauka, tehnika, tehnologiya, osvita, zdorov'ya. Tez. dop. XHVII mizhnar. nauk.-prakt. konf. MicroCAD 2019, p.1 – Kharkiv: NTU „KhPI”, p.78 [in Ukrainian].
12. Pogorilov S.Yu., Khavin V.L., Khavina I.P. *Opredeleniye dopustimyykh amplitud vibratsii osnovaniya besplatformennoy inertsiyalnoy navigatsionnoy sistemy*. – Visnik NTU „KhPI”. –Kharkiv: NTU „KhPI”, 2020. №1, p.42–46 [in Russian].

13. Isayenko S.V. *Analiz vozdeystviya vibratsionnykh nagruzok na manipulyatsionnyuyu sistemu kosmicheskogo naznacheniya pri vyvedenii na rakete-nositele*. Visnik NTUU «KPI». Seriya mashinobuduvannya №2 (68). 2013. – с.166-172 [in Russian].
14. Kolesnikov K.S. *Dinamika raket*. [Missile dynamics] М.: Mashinostroenie, 2003. – 520 s [in Russian].
15. Timoshenko S.P., Young D. H., Weaver W. *Kolebaniya v inzhenernom dele*. [Vibration Problems in Engineering] М.: Mashinostroenie, 1985. – 472 p. [in Russian].
16. *Вибрації в техніці* [Vibration in engineering] / ed. V.N.Chelomej. М.: Mashinostroenie, 1981. – V.6. Zashita ot vibracii i udarov. 1981, 456 p. [in Russian].

Сведения об авторах / Відомості про авторів / About the Authors

Погорелов Сергей Юрьевич (Погорілов Сергій Юрійович, Pogorilov Sergij Yuriyovich) доцент, кафедра «Механика сплошных сред и сопротивление материалов», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», тел. (057)707-61-78; e-mail: pogorilovsy@gmail.com

Хавин Валерий Львович (Хавін Валерій Львович, Khavin Valerij Lvovich) кандидат технических наук, профессор, кафедра «Механика сплошных сред и сопротивление материалов», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», тел. (057)707-61-78; e-mail: vkhavin@kpi.kharkov.ua