

УДК 629.786.2:621.396.677:534.1  
Код ГРНТИ 55.49.00

doi 10.54708/19926502\_2024\_28210434

## КОМПЛЕКСНЫЙ МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

В. Ю. ЕРМАКОВ, Н. А. ПЛАСКЕЕВ, А. ТУФАН\*, К. Н. МИЛАНКО

\*anttufan@gmail.com

Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет)

*Поступила в редакцию 18.03.2024*

**Аннотация.** В статье предложен комплексный метод проектирования системы виброзащиты космических аппаратов, который включает в себя рациональное использование и сочетание известных методов, в частности метода амплитудно-частотных характеристик осциллятора, метода конечных элементов и метода машинного обучения. Проведен анализ эффективности использования каждого метода при проектировании системы виброзащиты в зависимости от массогабаритных и физических характеристик космических аппаратов, а также от уровней вибрационных возмущений, приходящих на них. При разработке предложенного комплексного метода учтены ограничения, накладываемые на системы виброзащиты, а также ограничения, зависящие от целевых задач космических аппаратов.

**Ключевые слова:** система виброзащиты, метод измерения амплитудно-частотной характеристики, метод конечных элементов, метод машинного обучения, динамическая жесткость, коэффициент демпфирования, механическое напряжение, спектральная плотность мощности вибраций.

### ВВЕДЕНИЕ

В современных условиях разработка космических аппаратов (КА) является сложным и трудоемким процессом, требующим больших временных затрат и одновременного взаимодействия многих специалистов. Одной из основных задач, связанных с этим процессом, является разработка системы виброзащиты (ВЗ), которая позволяет снизить воздействия вибраций на КА при запуске ракеты-носителя, отделении ступеней и эксплуатации на орбите [1]. В связи с этим рациональное использование известных методов и сочетание их преимуществ при проектировании системы ВЗ КА является актуальной и важной задачей.

Для того, чтобы решить поставленную задачу, необходимо проводить моделирование и экспериментальные исследования с различными системами ВЗ и упругими элементами конструкций КА, такими, как солнечные батареи, телескопические штанги, траверсы, антенные устройства и др. [2]. Используя данные, полученные в результате моделирования и экспериментальных исследований, можно определить некоторые зависимости и закономерности. Например, зная массогабаритные и физические характеристики элементов конструкций КА, можно определить, на какие частоты гашения колебаний необходимо настроить системы ВЗ [3]. Для этого необходимо изучить множество данных исследований подобных конструкций.

Изучение результатов исследований позволяет определить зависимости между динамическими параметрами системы ВЗ и частотами гашения колебаний. Например, при увеличении размера солнечных батарей на 20 % необходимо изменить частоту гашения колебаний на  $3,0 \text{ с}^{-1}$  [4].

Для автоматизации процесса проектирования системы ВЗ КА необходимо разработать специальные программы и алгоритмы, которые позволяли бы достаточно быстро и точно определить параметры системы ВЗ для конкретного КА. Это может быть реализовано с использованием метода машинного обучения, который позволяет анализировать большой объем данных и на основании этого принимать решения.

Далее будут проанализированы некоторые перспективные методы автоматизации процесса проектирования системы ВЗ, такие как метод измерения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) осциллятора; метод, описывающий взаимодействие между элементами системы ВЗ в виде динамических дифференциальных уравнений; метод машинного обучения.

Одним из экспериментальных методов проектирования системы ВЗ является метод измерения АЧХ осциллятора, при котором используется экспериментальная установка, состоящая из осциллятора и измерительного прибора [5, 6]. Измерительный прибор может быть представлен, например, в виде датчика ускорения, который будет измерять ускорение осциллятора при возбуждении вибрациями различных частот. Измерения проводятся в частотном диапазоне, соответствующем требуемому диапазону колебаний КА.

Например, в работе [7] была использована экспериментальная установка для измерения АЧХ системы ВЗ на основе магнитно-гибридных материалов. Измерения были проведены при различных частотах и амплитудах возмущения, что позволило определить оптимальные параметры системы ВЗ. Полученные результаты могут быть использованы для определения резонансных частот осциллятора, т.е. частот, при которых амплитуда колебаний достигает максимума, что может привести к потенциальному разрушению элементов конструкций КА и снижению качества получаемых данных в процессе их эксплуатации. С другой стороны, эти частоты могут быть использованы для настройки системы ВЗ, чтобы она была более эффективной при гашении колебаний в заданном частотном диапазоне.

Основными недостатками метода измерения АЧХ осциллятора являются:

- требования больших временных и материальных затрат на проведение экспериментальных исследований и, соответственно, на получение достоверных результатов;
- недостаточный учет влияния динамических изменений конструкции во времени, что может привести к некорректному получению результатов;
- точность оценки ВЗ может сильно зависеть от качества используемого оборудования и методов измерений;
- отсутствие учета влияния фазового сдвига;
- при больших амплитудах входного сигнала может не отражать реальное поведение системы ВЗ.

На основе проведенного анализа были предложены следующие показатели и критерии АЧХ: резонансные частоты, необходимо не допускать приближения значений частот собственных колебаний конструкции  $\omega_k$  к резонансным частотам  $\omega_{рез}$ , т.е.  $\omega_k \neq \omega_{рез}$ ; амплитудная модуляция колебаний  $H_a$  должна стремиться к минимуму, чтобы предотвратить модуляцию колебаний на корпус и в частности на целевую аппаратуру КА,  $H_a \rightarrow \min$ ; спектральная плотность мощности вибраций должна стремиться к нулю  $S \rightarrow 0$ ; частоты собственных колебаний конструкции  $\omega_k \leq 10,0 \text{ с}^{-1}$ ; разница между частотами собственных колебаний конструкции  $\omega_k$  и возбуждающей силы  $\omega_b$  должна стремиться к нулю  $\omega_k - \omega_b = \Delta\omega \rightarrow 0$ .

Кроме того, для анализа взаимодействия различных элементов системы ВЗ используются математические модели. Например, построить модель, описывающую взаимодействие упругих элементов конструкций КА и системы ВЗ, и использовать ее для определения соответствующих параметров системы [8].

Для того, чтобы построить такие модели, используются прикладные численные методы, такие как метод конечных элементов (МКЭ) и метод конечных разностей, которые позволяют описывать взаимодействие между элементами системы ВЗ в виде динамических дифференциальных уравнений и решаются с использованием компьютерных программ [9]. Однако для эффективного применения МКЭ в процессе проектирования системы ВЗ КА необходимо учитывать множество факторов, основными из которых являются массогабаритные, физические и возмущающие характеристики объекта. Для того, чтобы получить подтверждение результатов математического моделирования, необходимо провести экспериментальные исследования, которые ведут к удорожанию этого метода за счет разработки конструкторской документации по доработке стендового оборудования, проведению и анализу результатов проводимых вибродинамических испытаний.

Например, в работе [10] для моделирования системы ВЗ КА был использован МКЭ, при котором были определены зависимости между динамическими параметрами системы (например, жесткостью упругих элементов) и ее свойствами (например, частотами гашения колебаний). Для моделирования системы ВЗ КА с использованием МКЭ были предложены следующие показатели и критерии МКЭ: механические напряжения  $\sigma \rightarrow \min$  и деформации конструкции  $\varepsilon \rightarrow \min$ ; распределение механических напряжений и деформаций конструкции (равномерное распределение); жесткость исследуемой системы  $K \rightarrow \max$ ; время расчета  $t \rightarrow \min$ ; частоты собственных колебаний конструкции  $\omega_k \rightarrow \min$ .

Проведенное математическое моделирование системы ВЗ КА с использованием МКЭ показало, что определенные изменения параметров системы могут значительно влиять на ее свойства и эффективность.

В качестве недостатков МКЭ можно выделить:

- высокие требования к компьютерной мощности для проведения расчетно-экспериментальных исследований;
- неточность результатов при использовании упрощенных моделей конструкций, а также ограниченность применения для сложных геометрий;
- недостаточный учет влияния возможных внешних факторов, таких как изменение температуры или вибрационные возмущения, приходящие от подвижных элементов КА;
- необходимость задания корректных граничных условий.

В качестве концептуального подхода к обеспечению автоматизации процесса проектирования системы ВЗ КА и к решению задачи моделирования и экспериментальных исследований также может быть рассмотрен метод машинного обучения, который решал бы поставленную проблему и позволил бы определить наиболее оптимальные параметры системы ВЗ с анализом большого количества данных и поиском закономерностей в них [11].

При исследовании метода машинного обучения предложены следующие показатели и критерии: точность предсказаний; степень переобучения модели; скорость обучения и предсказания; статическая  $K_c$  и динамическая  $K_d$  жесткость конструкции  $K_c \rightarrow \min$ ,  $K_d \rightarrow \min$ ; собственные частоты колебаний конструкции  $\omega_k \leq 10,0 \text{ с}^{-1}$ ; демпфирование конструкции  $c \rightarrow \max$ .

Однако предложенный метод машинного обучения имеет и свои недостатки:

- требования большого объема данных для обучения модели, что может быть затруднительным при работе с новыми конструкциями;
- отсутствие гарантии точности результатов, поскольку модель обучается на основе предыдущих данных и может не учитывать некоторые факторы, которые могут влиять на работу конструкции;
- сложность интерпретации результатов для того, чтобы выявить, какие параметры влияют на работу конструкции, и в какой степени их изменение может влиять на полученные результаты.

Выше рассмотренные методы проектирования системы ВЗ КА, такие как метод АЧХ осциллятора, МКЭ и метод машинного обучения, имеют свои особенности, недостатки и преимущества. Целью данного исследования является определение оптимальных значений показателей с помощью соответствующих критериев для всех трех методов.

Для достижения оптимальных значений показателей в рамках каждого метода критерии должны стремиться к определенным значениям. В случае метода АЧХ осциллятора критерии должны указывать на максимальное гашение амплитуды колебаний в заданном частотном диапазоне, минимальное смещение и минимальную деформацию конструкции [12]. Для МКЭ критерии должны указывать на точность и достоверность получаемых в результате моделирования данных в сравнении с экспериментальными, а также на минимальную вычислительную сложность модели [13]. В случае машинного обучения критерии должны ориентироваться на высокую точность прогнозирования, минимальную погрешность и оптимальную обобщающую способность модели.

Однако стоит отметить, что проведение расчетов с использованием математических моделей позволяет в значительной степени сократить или даже отказаться от наземной экспериментальной отработки изделий. При этом их результаты могут служить основой для дальнейшего проектирования и оптимизации системы ВЗ КА.

В качестве усовершенствованного метода, позволяющего автоматизировать процесс проектирования, предлагается комплексный метод, который будет обладать преимуществами каждого вышеуказанного метода и позволит получить более точные и оптимальные результаты при проектировании системы ВЗ КА. Его реализация имеет основные этапы:

1. Сбор исходных данных о проектируемой системе ВЗ и осцилляторах:

1.1. массово-инерционные характеристики системы: масса ( $m$ ); момент инерции ( $I$ ), радиус инерции ( $r$ );

1.2. геометрические характеристики осцилляторов: длина ( $x$ ), ширина ( $y$ ), высота ( $h$ ), поперечное сечение, количество слоев в конструкции;

1.3. статические и динамические нагрузки, приходящие на систему: сила ( $F$ ), момент ( $M$ ), период ( $T$ );

1.4. измеренные параметрические данные динамических характеристик при экспериментальных исследованиях проектируемой системы: жесткость ( $k$ ), демпфирование ( $c$ ).

2. Построение конечно-элементной модели конструкции КА и проведение аналитических исследований по:

2.1. расчету механических напряжений ( $\sigma$ ) и деформаций ( $\varepsilon$ ) конструкции.

2.1.1. Механическое напряжение ( $\sigma$ ):

2.1.1.1. для однородного материала:  $\sigma = \frac{F}{A}$ , где  $A$  – площадь поперечного сечения,  $m^2$ ;

2.1.1.2. для сложной конструкции:  $\sigma = \frac{M \cdot y}{I}$ , где  $y$  – расстояние до оси вращения, м.

2.1.2. Деформация ( $\varepsilon$ ):

2.1.2.1. для однородного материала:  $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$ , где  $\Delta l$  – изменение длины, м;  $l_0$  – исходная

длина, м;

2.1.2.2. для сложной конструкции:  $\varepsilon = \frac{dy}{dx} x_0$ , где  $dy$  – изменение координаты, м;  $dx$  – изменение

длины, м;  $x_0$  – исходная координата.

2.2. Определение статической ( $k_s$ ) и динамической жесткости ( $k_d$ ) системы, а также перемещения точек конструкции ( $u$ ) и частоты собственных колебаний ( $f$ ):

2.2.1. статическая жесткость ( $k_s$ ):  $k_s = \frac{F}{\Delta x}$ , где  $\Delta x$  – изменение длины, м;

2.2.2. динамическая жесткость ( $k_d$ ):  $k_d = m \cdot \omega^2$ , где  $\omega$  – частота вращения, рад/с;

2.2.3. перемещение точек конструкции ( $u$ ):  $u = u_0 \cos(\omega t + \varphi)$ , где  $u_0$  – амплитуда, м;  $\varphi$  – фазовый сдвиг, рад;

2.2.4. частота собственных колебаний ( $f$ ):  $f = \frac{\omega}{2\pi}$ .

Уравнение движения конструкции по МКЭ имеет вид:

$$[M] \frac{d^2 u}{dt^2} + [C] \frac{du}{dt} + [K] u = F(t), \quad (1)$$

где  $M$  – матрица масс;  $C$  – матрица демпфирования;  $K$  – матрица жесткости;  $F(t)$  – вектор возмущающей силы в зависимости от времени  $t$ .

2.3. По уравнению (1) определим необходимые значения параметров.

3. Методом АЧХ осциллятора определим частотный диапазон, в котором необходимо обеспечить эффективную ВЗ.

3.1. Проведем экспериментальную отработку осцилляторов для определения АЧХ системы.

3.2. Определим передаточную функцию  $H(\omega)$  и спектральную плотность мощности вибраций  $S$ :

3.2.1. передаточная функция:  $H(\omega) = \frac{S(\omega)}{F(\omega)}$ , где  $S(\omega)$ ,  $F(\omega)$  – изображения по Лапласу выходного и входного сигналов, полученные в частотном диапазоне;

3.2.2. спектральная плотность мощности вибраций:  $S = |X(f)|^2$ , где  $X(f)$  – преобразование Фурье сигнала, которое представляет амплитуду колебаний при заданной частоте  $f$ .

3.3. Рассчитаем разницу между частотами собственных колебаний конструкции и возмущающей силы ( $\Delta\omega$ ):  $\Delta\omega = \omega_k - \omega_b$ .

4. Далее используем методы машинного обучения для разработки моделей:

4.1. подготавливаем обучающий набор данных, который будет связывать входные параметры (например, массово-инерционные ( $m$ ,  $I$ ,  $r$ ), геометрические и физические характеристики) с выходными параметрами, такими как механическое напряжение ( $\sigma$ ), деформация ( $\varepsilon$ ), перемещения ( $u$ ) и др.

4.2. выбираем модель машинного обучения (нейронные сети или метод опорных векторов).

4.3. обучаем модель на наборе данных о корреляции результатов наземной экспериментальной отработки с предварительно построенными конечно-элементными моделями и результатами расчетов.

4.4. применяем обученную модель для прогнозирования оптимальных значений параметров средств ВЗ ( $k$ ,  $c$ ) на основе входных параметров.

4.4.1. Уравнение для обучения модели машинного обучения имеет вид:  $y = f(X)$ , где:  $y$  – целевая переменная (например, оптимальное значение показателя или критерия);  $X$  – входные параметры (например, характеристики системы, параметры материалов и др.);  $f$  – функция модели машинного обучения, которая связывает входные параметры  $X$  с целевой переменной  $y$ .

4.4.2. Демпфирование конструкции:  $c = \frac{2m \cdot \xi \cdot \omega}{k}$ , где  $\xi$  – коэффициент демпфирования.

При проведении экспериментально-математического моделирования были проанализированы результаты модели машинного обучения, позволяющие оптимизировать параметры средств ВЗ и других динамических характеристик конструкции, чтобы достичь рациональных значений показателей и критериев. Например, минимизация механических напряжений/деформаций или максимизация статической/динамической жесткости и их соответствия этим требованиям [14, 15]. Если результаты удовлетворительны, то можно сделать вывод о том, что

предлагаемый комплексный метод является целесообразным при автоматизации процесса проектирования системы ВЗ КА.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных экспериментально-математических исследований был предложен комплексный метод проектирования системы виброзащиты космических аппаратов, в котором используются результаты трех существующих методов. На основе результатов, полученных с помощью метода амплитудно-частотной характеристики осциллятора и метода конечных элементов, были определены рациональные значения показателей, такие как частоты собственных колебаний, коэффициент модуляции колебаний и разница между частотами собственных колебаний конструкции и возмущающей силы, а с помощью метода машинного обучения – рациональные значения входных параметров, удовлетворяющие заданным критериям. При этом критерии могут быть связаны с минимизацией механических напряжений, деформаций, статической и динамической жесткости, а также перемещений узлов конструкции.

Выявлено, что предложенный комплексный метод сочетает преимущества каждого метода: метод амплитудно-частотной характеристики осциллятора позволяет определить частотные характеристики системы, метод конечных элементов обеспечивает подробный анализ механических напряжений и перемещений, а метод машинного обучения позволяет определить рациональные значения параметров системы и проводить их оптимизацию. В совокупности все это позволяет сократить временные и материальные затраты на проведение экспериментальных исследований (или вовсе отказаться от наземной экспериментальной отработки), а также повысить точность и эффективность процесса проектирования системы виброзащиты космических аппаратов. Таким образом, комплексный метод может быть использован для создания более надежных конструкций, способных выдерживать воздействие вибрационных возмущений в экстремальных условиях космического пространства, а также сократить риски повреждений и сбоев при эксплуатации космических аппаратов, обеспечивая их более надежное функционирование и удешевление процесса их разработки.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гришанина Т.В., Шклярчук Ф.Н.** Колебания упругих систем. М.: Издательство МАИ. 2013. 99 с. [T.V. Grishanina, F.N. Shklyarchuk, Oscillations of Elastic Systems, (in Russian). Moscow: MAI Publishing House. 2013. 99 p.]
2. **Гришанина Т.В., Шклярчук Ф.Н.** Динамика упругих управляемых конструкций. М.: Издательство МАИ. 2007. 326 с. [T.V. Grishanina, F.N. Shklyarchuk, Dynamics of Elastic Controlled Structures, (in Russian). Moscow: MAI Publishing House. 2007. 326 p.]
3. **Ермаков В.Ю., Телепнев П.П.** Проектирование устройств гашения колебаний конструкции космических аппаратов. Проектирование автоматических космических аппаратов для фундаментальных научных исследований. М.: Издательство МАИ-ПРИНТ. 2013. 398-429 с. [V.Yu. Ermakov, P.P. Telepnev, Design of Vibration Damping Devices for Spacecraft Structures. Design of Automated Spacecraft for Basic Scientific Research, (in Russian). Moscow: MAI-PRINT Publishing House. 2013. 398-429 p.]
4. **Пугач И.Ю.** Разработка методического обеспечения повышения точности моделирования динамических характеристик элементов конструкций КА ДЗЗ на стадии проектирования и наземной отработки. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ». 2015. 22 с. [I.Yu. Pugach, Development of Methodological Maintenance for Improving the Accuracy of Modeling the Dynamic Characteristics of the Elements of the Remote Sensing Spacecraft Structures at the Design Stage and Ground Testing: Synopsis of Cand. Sci. thesis, (in Russian). 2015. 22 p.]
5. **Ермаков В.Ю.** Экспериментально-математическое моделирование длинномерной конструкции на основе результатов частотных испытаний. Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 3. С. 29-40. [V.Yu. Ermakov, Experimental-Mathematical Modeling of a Long-Length Structure Based on the Frequency Tests Results, (in Russian). Aerospace MAI Journal. 2022. Vol. 29. No. 3. P. 29-40.]
6. **Ермаков В.Ю.** Исследование динамики объектов с полостями, частично заполненными жидкостью, при наличии демпфирующих устройств. М.: Издательство МАИ. 2022. 159 с. [V.Yu. Ermakov, Study of the Dynamics of Objects with Cavities Partially Filled with Liquid in the Presence of Damping Devices, (in Russian). Moscow: MAI Publishing House. 2022. 159 p.]
7. **Peng Z., Shiqian C., Qingbo H., et al.** Rotating machinery fault-induced vibration signal modulation effects: A review with mechanisms, extraction methods and applications for diagnosis. Mechanical Systems and Signal Processing. 2023. Vol. 200. 110489. DOI: 10.1016/j.ymssp.2023.110489.

8. **Аминов В.Р.** Об определении динамических характеристик упругого космического аппарата по результатам частотных испытаний. *Космические исследования*. 1992. Т. 30. № 11. С. 25-37. [V.R. Aminov, On Determining the Dynamic Characteristics of an Elastic Spacecraft Based on the Results of Frequency Tests, (in Russian). *Cosmic Research*. 1992. Vol. 30. No. 11. P. 25-37.]

9. **Донсков А.В., Мишурова Н.В., Соловьев С.В.** Автоматизированная система контроля состояния космического аппарата. *Вестник Московского авиационного института*. 2018. Т. 25. № 3. С. 151-160. [A.V. Donskov, N.V. Mishurova, S.V. Solov'ev, Automated System for Space Vehicle Status Monitoring, (in Russian). *Aerospace MAI Journal*. 2018. Vol. 25. No. 3. P. 151-160.]

10. **Zhao W., Gupta A., Regan C.D., et al.** Component data assisted finite element model updating of composite flying-wing aircraft using multi-level optimization. *Aerospace Science and Technology*. 2019. Vol. 95. 105486. DOI: 10.1016/j.ast.2019.105486.

11. **Е.А. Канунникова, Беленький А.Д., Васильев В.Н., Гриневич Д.В.** Новые возможности создания динамической модели управляемого космического аппарата с учетом упругих свойств и изменяемости конструкции. *Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ*. 2012. Т. 127. № 2. С. 21-26. [E.A. Kanunnikova, A.D. Belen'kij, V.N. Vasil'ev, D.V. Grinevich, New Possibilities for Creating a Manned SC Dynamic Model with Regard to Elastic Properties and Configurability, (in Russian). *Electromechanical Matters. VNIIEEM Studies*. 2012. Vol. 127. No. 2. P. 21-26.]

12. **Ермаков В.Ю., Туфан А., Миланко К.Н., Фирсюк С.О.** Применение пьезокерамики для подавления вибраций полезной нагрузки многорежимного космического аппарата. *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2023. Вып. 7 (139). [V.Yu. Ermakov, A. Tufan, K.N. Milanko, S.O. Firsyuk, Introducing Piezoceramics to Suppress the Multimode Spacecraft Payload Vibrations, (in Russian). *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2023. Vol. 7 (139).]

13. **Высотский А.В., Алексеев Д.Н.** Анализ эффективности демпфирования резонансных колебаний шестерни на основе динамической контактной задачи метода конечных элементов. *Вестник Московского авиационного института*. 2015. Т. 22. № 1. С. 100-108. [A.V. Vysotskii, D.N. Alekseev, Analysis of the Effectiveness of the Damping of Resonance Gear Oscillations Based on the Dynamic Contact Problem by FEM, (in Russian). *Aerospace MAI Journal*. 2015. Vol. 22. No. 1. P. 100-108.]

14. **Бирюкова М.В., Туфан А., Ермаков В.Ю.** Подход к снижению виброактивности малых космических аппаратов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*. 2023. № 1 (144). С. 4-21. [M.V. Biryukova, A. Tufan, V.Yu. Ermakov, Approach to Reducing Vibroactivity of Small Spacecraft, (in Russian). *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2023. No. 1 (144). P. 4-21.]

15. **Ермаков В.Ю., Туфан А.** Проблемы, обусловленные работой систем с подвижными массами при эксплуатации космических аппаратов. *Космонавтика и ракетостроение*. 2022. № 5 (128). С. 134-145. [V.Yu. Ermakov, A. Tufan, Problems Arising from Systems with Moving Masses during the Operation of Spacecraft, (in Russian). *Cosmonautics and Rocket Engineering (TsNIIMash)*. 2022. No. 5 (128). P. 134-145.]

#### ОБ АВТОРАХ

**ЕРМАКОВ Владимир Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры 601 «Космические системы и ракетостроение», Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет).

**ПЛАСКЕЕВ Никита Александрович**, аспирант кафедры 601 «Космические системы и ракетостроение», Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет).

**ТУФАН Ант**, ассистент кафедры 601 «Космические системы и ракетостроение», Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет).

**МИЛАНКО Кирилл Николаевич**, аспирант кафедры 601 «Космические системы и ракетостроение», Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет).

#### METADATA

**Title:** An integrated method to design a spacecraft vibration protection system.

**Authors:** V.Yu. Ermakov, N.A. Plaskeev, A. Tufan, K.N. Milanko

**Affiliation:** Moscow Aviation Institute (National Research University), Russia.

**Email:** anttufan@gmail.com

**Language:** Russian.

**Source:** *Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology)*, vol. 28, no. 2 (104), pp. 34-41, 2024. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The article proposes an integrated method to design a spacecraft vibration protection system which includes the rational use and combination of well-known methods such as the method of amplitude-frequency characteristics of an oscillator, the finite element method and the machine learning method. The analysis of the effectiveness of using each method in the design of a vibration protection system is carried out, depending on the mass-dimensional and physical characteristics of spacecrafts, as well as on the levels of vibration disturbances coming to them. While developing the proposed integrated method, the limitations imposed on vibration protection systems, as well as limitations depending on the objectives of spacecrafts, are taken into account.

**Keywords:** vibration protection system, method for measuring the amplitude frequency response, finite element method, machine learning method, dynamic rigidity, damping coefficient, mechanical stress, spectral power density of vibrations.

**About authors:**

**ERMAKOV, Vladimir Yur'evich**, Cand.Sci. in Engineering Science, Associate Professor of Department 601 "Space Systems and Rocket Science", Moscow Aviation Institute (National Research University).

**PLASKEEV, Nikita Aleksandrovich**, postgraduate student of Department 601 "Space Systems and Rocket Science", Moscow Aviation Institute (National Research University).

**TUFAN Ant**, Teaching Assistant of Department 601 "Space Systems and Rocket Science", Moscow Aviation Institute (National Research University).

**MILANKO, Kirill Nikolaevich**, postgraduate student of Department 601 "Space Systems and Rocket Science", Moscow Aviation Institute (National Research University).