

УДК: 62-75

OECD: 2.03

Инфрочастотная виброизоляция конструкций и оборудования для доставки на стартовое сооружение и развертывания на орбитальной платформе

Говердовский В.Н.^{1*}, Карпов Е.В.², Рахматов Р.И.³, Левин И.М.⁴, Сидоров П.М.⁵

¹Д.т.н, профессор, ²д.ф-м.н., член-корр. РАН, ³к.т.н., с.н.с., ^{4,5}аспирант

^{1–5}Кафедра «Техническая механика и компьютерное моделирование», Московский
политехнический университет, г. Москва, РФ

²Лаборатория моделирования гетерофазных материалов, Институт гидродинамики
им. М.А. Лаврентьева, СО РАН, г. Новосибирск, РФ

Аннотация

В статье рассматривается подход, способный качественно изменить виброизоляцию, особенно в диапазоне критических инфрочастот, при транспортировании и работе конструкций и бортового оборудования с помощью механизмов отрицательной и квазиузулевой жесткости. Подход основан на положениях фундаментальной непротиворечивой теории оболочек и включает концепт-модель, общий алгоритм и примеры численного решения задачи закритического деформирования в большом упругих тонкостенных конструкций параметрических элементов проектируемых механизмов. Представлены результаты моделирования нелинейного деформированного состояния и проектных расчетов параметрических элементов. Предложены масштабированные схемы механизмов (примеры), которые могут быть использованы для решения новых практических задач виброизоляции, включая полосу почти нулевых частот, крупногабаритных конструкций и бортового оборудования летательных аппаратов специального класса при перевозках железнодорожным транспортом и последующей орбитальной работе.

Ключевые слова: конструкции и бортовое оборудование, транспортирование и орбитальная работа, инфрочастотные вибрации, механизмы отрицательной и квазиузулевой жесткости, виброизоляция

Infra-frequency vibration isolation of product designs and board equipment for transportation to a launcher and deployment on an orbital platform

Goverdovskiy V.N.^{1*}, Karpov E.V.², Rakhmatov R.I.³, Levin I.M.⁴, Sidorov P.M.⁵

^{1,2}D.Sc., Professor, ³PhD, Senior researcher, ^{4,5}Graduate student

^{1–5}Department of the Applied Mechanics and Computer Modeling, Moscow Polytechnic
University, Moscow, Russia

²Lab for modeling the heterophase materials, Lavrentiev Institute of Hydrodynamics, Siberian
Branch of the Russian Academy of Science, Novosibirsk, Russia

*E-mail: vng_scien@yahoo.com (Говердовский В.Н.)

Abstract

This paper presents an approach which could qualitatively change the vibration isolation, especially in the infra-frequency range, for transporting and operation the product designs and onboard equipment by using the mechanisms of negative and quasi-zero stiffness. The approach is based on the fundamental theory of shells and includes a concept-model, a general algorithm and examples of numerical solutions to the problem of postbuckling in large for elastic thin-walled parametric elements in designing the mechanisms. The results of modeling the nonlinear deformed state and design study of the elements are presented. Examples of scaled layout diagrams of the mechanisms are proposed for new real-world problems of the infra-frequency vibration isolation, including near-zero frequency band, which could be used during railroad transportation and then orbital operation of large-dimension product designs and onboard equipment for special-class aircraft.

Keywords: *product designs and onboard equipment, transportation and orbital operation, infra-frequency vibrations, mechanisms with negative and quasi-zero stiffness, vibration isolation*

Введение

Инфрачастотные, $f \leq 10$ Гц, вибрации, особенно почти нулевых частот, $0 < f \leq 1$ Гц, ограничивают или, в ряде случаев, делают невозможными разработку и применение объектов, чувствительных к ним. Инфрачастотные вибрации общая, труднорешаемая проблема железнодорожных перевозок любых грузов. Основными проблемами перевозки грузов особого назначения, например, крупногабаритных конструкций и бортового оборудования летательных аппаратов специального класса на стартовые сооружения являются широкий диапазон их функциональных и масс-габаритных характеристик, способов и средств крепления в транспортных контейнерах. При этом виброускорения достигают $1,5g$ и более в полосах частот, $f \leq 5-6$ Гц, критических для конструкционной прочности и безопасной эксплуатации таких объектов [1], [2].

Солнечные панели, разворачиваемые на орбитальной платформе, есть гибкие конструкции с большой парусностью. В результате, возбуждаются инфрачастотные вибрации, включая почти нулевые значения, $f \approx 0,4-1$ Гц, вызывая большие деформации и перемещения объектов, размещаемых на платформе. Вибрации снижают устойчивость платформы при выходе на орбиту, разворачивании, маневре, ориентации, стыковке и разделении с космическими аппаратами (КА). Это вызывает вибрации оборудования, которые могут в 5-15 раз и более превышать допустимые значения. Как следствие, качество изображения, точность наведения зачастую не соответствуют техническим возможностям, например, телескопов и другой бортовой оптики [3]-[5].

Виброизолирующие механизмы (ВИМ) для перевозки грузов особого назначения имеют, как правило, параметрические (упругие) элементы в виде пластинчатых или стержневых конструкций [6]. Для защиты солнечных панелей используют демпферы с пассивным или активным управлением [3], [7]. Однако ВИМ, основанные на методе демпфирования, «не видят», при ограничениях на величину рабочего хода, вибраций в большей части инфрачастот, не говоря уже о почти нулевых частотах. Поэтому их эффективность начинается на частотах $f > 6-8$ Гц. ВИМ квазинулевой жесткости (ВИМ-КНЖ) могут стать эффективным и, в известной степени, универсальным средством обеспечения надежной перевозки конструкций и бортового оборудования наземным транспортом и безопасной эксплуатации на орбите. ВИМ-КНЖ – различные комбинации параметрических элементов, одни из которых дают эффект положительной, $k_{(+)}$, другие – отрицательной, $k_{(-)}$, жесткости [8]. ВИМ-КНЖ способны обеспечить виброизоляцию в широком диапазоне, включая почти нулевые частоты. Эффективность ВИМ-КНЖ

не зависит от величины рабочего хода, а определяется возможностями регулирования и достижения баланса жесткостей, $k_{\Sigma} = k_{(+)} + k_{(-)} \rightarrow \pm 0$. В статье рассматриваются вопросы разработки новых механизмов отрицательной жесткости (МОЖ) как основы ВИМ-КНЖ. Показано, что МОЖ способны выполнять также функции, например, мягких упоров при наземном транспортировании контейнерных грузов или регуляторов относительных угловых перемещений секций орбитальных солнечных батарей.

1 Моделирование характеристик механизмов отрицательной жесткости

1.1 Силовая схема

Упругие тонкостенные конструкции, например, несвязанные пакеты пластинок при цилиндрическом изгибе, являются наиболее работоспособными параметрическими элементами МОЖ [8]. Одна из рациональных схем МОЖ показана на рисунке 1.

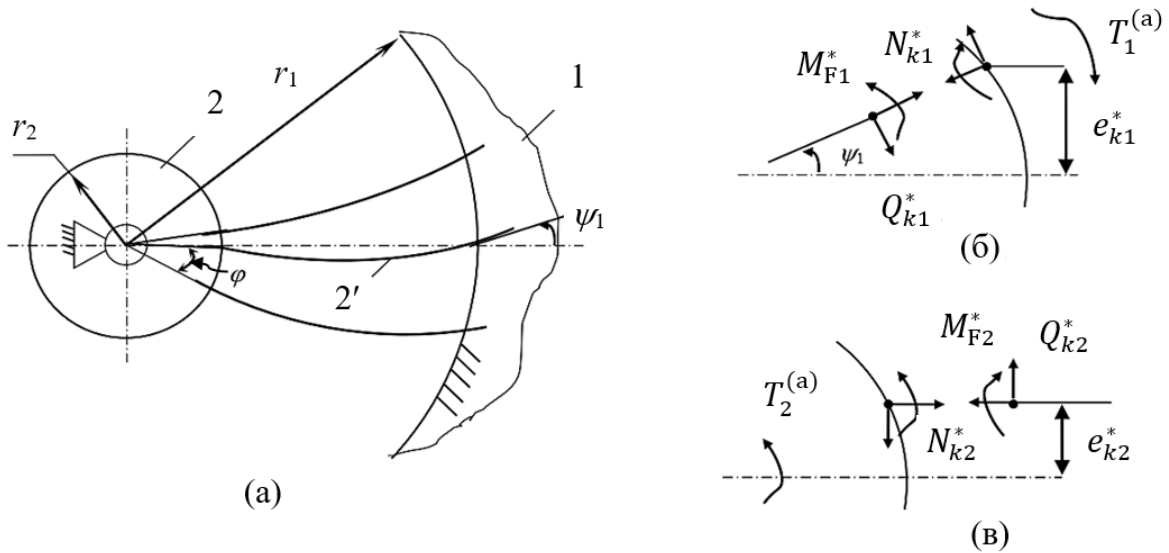


Рисунок 1 – Расчетная схема МОЖ: (а) компоновка, где 1 и 2 – структурные элементы, 2' – параметрический элемент; (б)–(в) силовые схемы для k -й пластинки пакета

Для получения требуемой упругой характеристики (крутящий момент $T^{(a)}$ – угловое перемещение φ) МОЖ формируют некоторое количество пакетов по n_{pl} пластинок в каждом. Без учета взаимовлияния пластинок в пакете, т.е. сил структурного трения при упругом деформировании, каждая пластинка длиной l в пакете рассматривается отдельно, но учитывается порядок расположения пластинок в пакете.

Из условия равновесия структурных элементов 1 и 2 (см. рисунок 1) определяют внешние силовые факторы (крутящие моменты):

$$T_1^{(a)} = \sum_{k=1} [M_{Fk}^* - (N_k^* \cos \psi_1 + Q_k^* \sin \psi_1) \cdot e_k^* - (N_k^* \sin \psi_1 + Q_k^* \cos \psi_1) \cdot r_1], \quad (1a)$$

$$T_2^{(a)} = \sum_{k=1} (M_{Fk}^* - N_k^* e_k^* - Q_k^* r_2), \quad (16)$$

где M_{Fk}^* , Q_k^* и N_k^* – изгибающий момент, перерезывающая и мембранная силы; $e_k^* = e_k \cos^{-1} \psi_1$, e_k – эксцентриситет k -й пластинки относительно центральной, ψ_1 – угол наклона пластинки относительно нормали (дополнительный проектный параметр).

При численном решении задачи, условие $T_1^{(a)} = T_2^{(a)}$ не выполняется. Поэтому искомый крутящий момент, приложенный к элементу 2, принимают как $T^{(a)} = 0,5 \left(T_1^{(a)} + T_2^{(a)} \right)$, а разность $\Delta T^{(a)} = 0,5 \left(T_2^{(a)} - T_1^{(a)} \right)$ – как оценку точности решения.

Другие условия задачи: (а) пластинки предварительно сжаты так, что длина каждой из них, без учета опорных участков, $l > (r_1 - r_2)$; (б) Δl_{01} и Δl_{02} – длины опорных участков равны; (в) $\psi_1 \neq 0$ и $\psi_2 = 0$ – углы между осью пластинки в местах крепления и нормальными к окружностям радиусов r_1 и r_2 ; (г) $b(\xi) = \text{const}$ и $h(\xi) = \text{const}$ ширина и толщина пластинки по длине ее изогнутой оси ξ ; (д) φ – обобщенная координата МОЖ (угловое перемещение элемента 2 относительно элемента 1).

1.2 Безразмерные проектные параметры

Задачи разработки: (а) моделирование и анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) параметрического элемента отрицательной жесткости $k_{(-)}$ (пластинок в пакете), (б) расчет и выбор значений $T^{(a)}$ для поиска рационального баланса жесткости $k_{(-)}$ МОЖ и положительной жесткости $k_{(+)}$ несущего параметрического элемента.

Безразмерные параметры модели МОЖ:

1) Геометрические (длина пластинки параметрического элемента 2', внешний диаметр структурного элемента 2 и относительное начальное осевое сжатие пластинки):

$$\tilde{l} = \frac{l\sqrt{12(1-\nu^2)}}{h}, \quad \tilde{d}_2 = \frac{2r_2}{l}, \quad \tilde{\varepsilon}_0 = 1 - \frac{r_1 - r_2}{l} \quad (2a-2в)$$

2) Силовые и упругие (крутящий момент, который необходимо приложить к элементу 2, изгибная жесткость пластинки на участке угловых перемещений, $\varphi = \varphi_0$, элемента 2, где жесткость принимает отрицательные значения):

$$\tilde{T}^{(a)} = \frac{T^{(a)} n_{pl}}{E b l^2}, \quad \tilde{k}_{(-)|\varphi=\varphi_0} = \frac{d\tilde{T}^{(a)}}{d\varphi} \quad (2г-2д)$$

3) Прочностные:

$$\tilde{\sigma}_{F(max)} = \frac{\sigma_{F(max)}}{\sigma_e} = \frac{E}{2(1-\nu^2)\sigma_e} \tilde{l}^{-1} \left(\frac{d^2 \varpi}{d\tilde{x}^2} \right)_{(max)}, \quad (2e)$$

где $\tilde{\sigma}_{Fmax} = \frac{\sigma_{Fmax}}{\sigma_{lim}} = \frac{6M_{Fmax}}{\sigma_{lim} b h^2}$ – отношение максимумов текущих и предельно допускаемых значений напряжений к пределу упругости σ_e , а изгибающий момент:

$$M_F = \frac{E b h^3}{12(1-\nu^2)} \frac{d^2 \varpi}{dx^2} = \frac{E b h^3}{12(1-\nu^2)l} \frac{d^2 \tilde{\varpi}}{d\tilde{x}^2}, \quad (3)$$

где $\tilde{\varpi} = \varpi/l$ и $\tilde{x} = x/l$ – прогиб и текущая координата поперечного сечения, ν и E – коэффициент Пуассона и модуль Юнга материала пластинки, соответственно.

1.3 Алгоритм и анализ результатов численных расчетов

Один из рабочих алгоритмов (пример) решения задач моделирования и анализа параметров НДС, а также геометрического расчета структурных и параметрических (упругих) элементов МОЖ представлен на рисунке 2.

При заданных ограничениях для $\tilde{l}, \tilde{d}_2, \tilde{\varepsilon}_0$, решают, используя различные рабочие алгоритмы, задачу моделирования и анализа параметрического элемента (отдельных пластинок или пакета). Определяют φ_{min} для выполнения условия $\tilde{T}^{(a)} = 0$. Вычисляют

значения $d\tilde{T}^{(a)}$ и $d\varphi$, соответствующие разностям максимумов и минимумов момента $\tilde{T}^{(a)}$. В процессе решения, контролируют максимум напряжений $\tilde{\sigma}_{Fmax}$. Если $\tilde{\sigma}_{Fmax} > 1$, то итерационную процедуру повторяют, увеличивая или уменьшая величину $\tilde{\varepsilon}_0$.

Исследование НДС параметрического элемента и расчет геометрии элементов МОЖ выполняют онлайн. Для реализации алгоритмов разработан пакет прикладных программ в обновленной среде Delphi. Пример интерфейса ввода исходных данных и мониторинга параметров решения комплекса проектных задач показан на рисунке 3а. Диапазон изменения $\tilde{T}^{(a)}$ зависит, в основном, от величины $\tilde{\varepsilon}_0$, ограничиваемой параметром $\tilde{\sigma}_{Fmax}$ (см. тест-примеры расчета параметров для различных значений n_{pl} на рисунке 3б). Конечные значения ψ_1 и $\tilde{\varepsilon}_0$ получают как результат решения задачи.

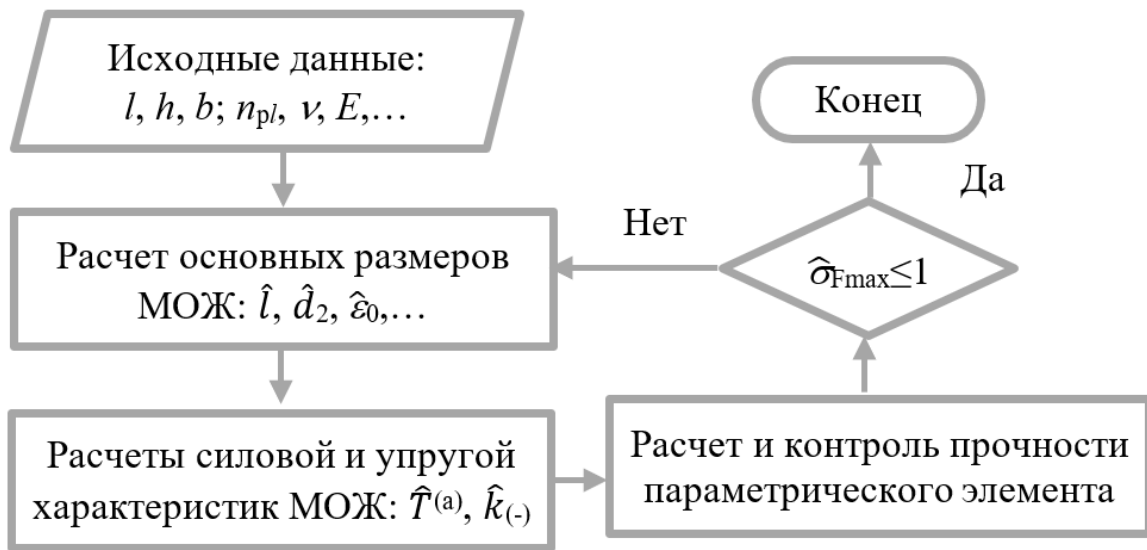
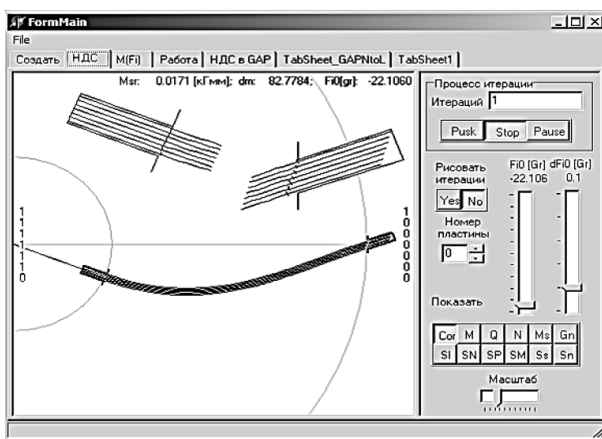
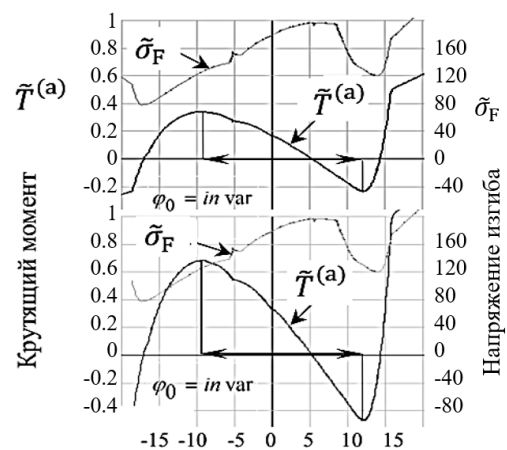


Рисунок 2 – Алгоритм моделирования НДС и расчета геометрии элементов МОЖ



(а)



(б) Угловое перемещение, φ (град)

Рисунок 3 – Проектирование МОЖ: (а) интерфейс данных; (б) упругая и прочностная характеристики (варианты), при инвариантной кинематической характеристике

Для расчета характеристик МОЖ применяют фундаментальные соотношения [8]. Для пластинок из пружинных сталей ($\nu = 0,3$ и $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ МПа), такие соотношения позволяют рассчитывать значения характеристик с погрешностью менее 1,25%:

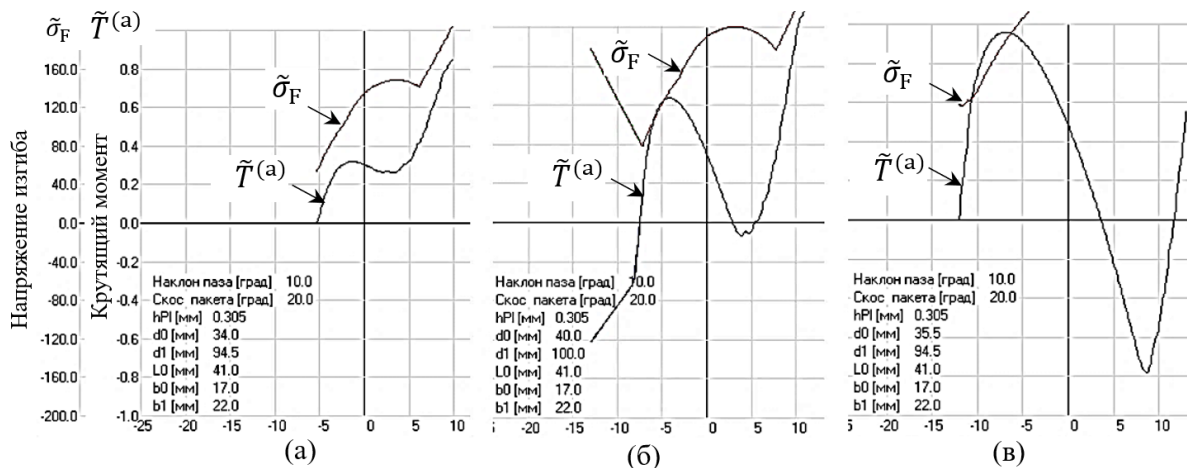
$$(r_1 - r_2) h^{-1} = 6,25\varphi_0 - 8 \cdot 10^{-4} \varphi_0^2 - 6,25 \cdot 10^{-4} \varphi_0^3, \quad (4a)$$

$$\psi_1 \approx 1,08375\varphi_0 \quad (4б)$$

Введение проектного параметра ψ_1 обеспечивает однозначность решения, а также возможность расширения диапазона кинематической характеристики φ_0 без увеличения размеров МОЖ. Варьируя $\tilde{\varepsilon}_0$ в ур-и (2в), оптимизируют геометрические и упругие характеристики. Из ур-й (2г-2д) следует, что от толщин и количества пластинок зависит форма и крутизна упругой характеристики МОЖ на участке отрицательной жесткости, и незначительно от варьирования длины l пластинок. Крутящий момент $\tilde{T}^{(a)}$ может широко варьироваться, но при этом φ_0 -диапазон может оставаться инвариантным (см. рисунок 3б). Вместе с тем, из ур-я (4а) следует, что, например, при фиксированном значении толщины пластинок, возможно существенно увеличить φ_0 -диапазон, причем без роста размеров и снижения прочности параметрического элемента МОЖ. Кроме того, в ур-е (4а) не входит ширина b элемента, этот параметр не влияет на геометрию и кинематическую характеристику МОЖ. Более подробно теория и методология решения задач проектирования МОЖ применительно к новым, рассматриваемым далее, системам виброизоляции (СВИ) изложена в ряде работ авторов (см., например, [8]).

2 Практические примеры моделей механизмов

Для оценки возможностей разработки и практического применения ВИМ-КНЖ на основе МОЖ определяют особенности СВИ для конкретного объекта. Далее рассчитывают диапазоны силовых и упругих параметров МОЖ: $\tilde{T}^{(a)}$, $|-k_2|$, φ_0 – соблюдая условие прочности параметрических элементов, $\tilde{\sigma}_{Fmax} \leq 1$. С учетом специфики рассматриваемых транспортных СВИ, значения параметров должны варьироваться в широком диапазоне. Тест-примеры на рисунке 3б показывают, что изменение значений лишь двух геометрических параметров, d_2 и l , на 10% дает трехкратное увеличение отрицательной жесткости $|-k_2|$. Следовательно, возможно спроектировать линейку компактных МОЖ, мало отличающихся по габаритам, но кратно по величинам $\tilde{T}^{(a)}$ и $|-k_2|$. Рисунок 4 иллюстрирует примеры расчета моделей МОЖ, отличающихся по габаритам на 12-13%, которые могут быть применены в СВИ с широким диапазоном грузоподъемности: 0,3-0,5, 1-1,5 и >10 кН, соответственно.



Кинематическая характеристика МОЖ: угловое перемещение структурного элемента 2, φ (град)

Рисунок 4 – Проектные параметры МОЖ для СВИ различной грузоподъемности

Из рисунка 4в следует, что напряжения превышают предельные значения, $\tilde{\sigma}_{Fmax} > 1$, при деформировании параметрического элемента на участке отрицательной жесткости. Однако, этот параметр легко «вернуть в норму», уменьшив значение ε_0 и, таким образом, ограничить избыточный для данной модели МОЖ рабочий ход $|\varphi_0|$.

Настройка и контроль баланса отрицательной жесткости параметрического элемента МОЖ и положительной жесткости несущего элемента определенной полезной нагрузки позволяет спроектировать линейку компактных МОЖ и ВИМ-КНЖ на их основе. Таблица 1 иллюстрирует примеры геометрически и динамически подобных МОЖ (см. строку 1) или ВИМ-КНЖ (см. строки 2 и 3) для возможного размещения в монтажных узлах контейнеров для перевозки специальных конструкций и бортового оборудования железнодорожным транспортом или в подвижных соединениях секций солнечных панелей, разворачиваемых на орбитальной платформе.

В таблице 1 (см. ячейку 1-1) показан опытный образец МОЖ, где 1 – корпус, 2 – центральная втулка возвратно-вращательного движения на угол φ , 2' – параметрический элемент, 3 – передача винт-гайка для регулирования величины угловых перемещений φ_0 втулки 2, в пределах которых элемент 2' имеет отрицательную крутильную жесткость. Если к подобному МОЖ 1 (см. ячейку 1-2) присоединить, например, эксцентриковый рычаг 2, то этот МОЖ возможно преобразовать в ВИМ-КНЖ по угловой координате (см. пример упругой характеристики $\tilde{T}^{(a)}(\varphi)$ в ячейке 1-3).

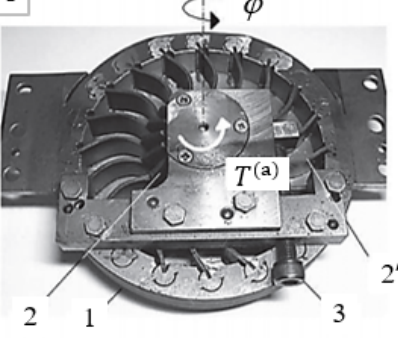
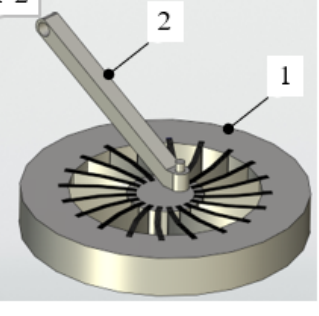
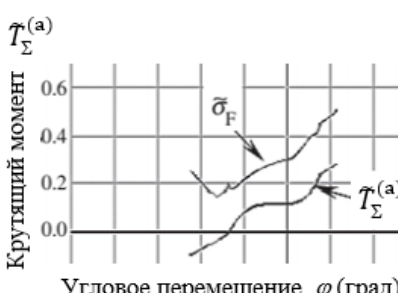
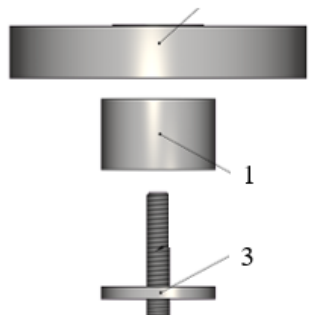
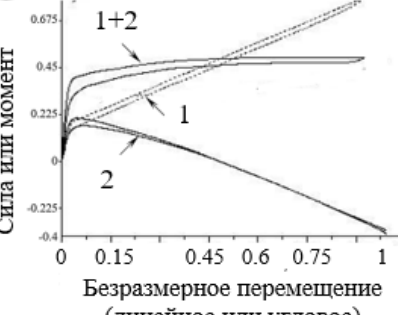
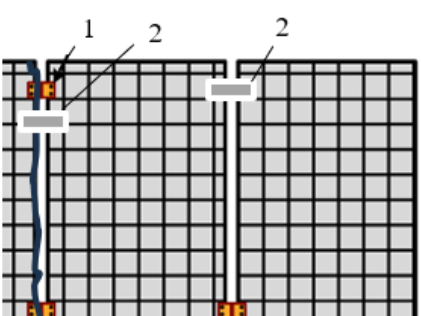
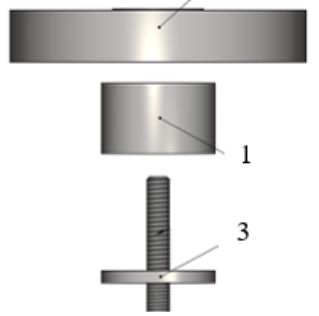
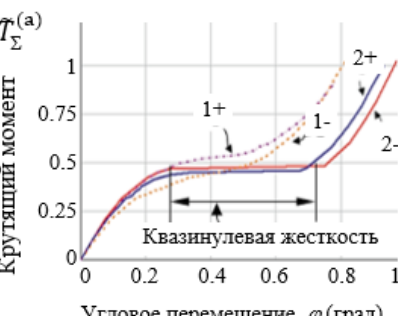
Согласно алгоритму (см. пример в разделе 1) возможно спроектировать линейку геометрически и динамически подобных МОЖ, мало отличающихся по габаритам, но способных работать в составе СВИ, грузоподъемность которых отличается на 1-2 порядка. В таблице 1 (ячейка 2-1) показан контейнер для перевозки грузов до 10 т. Он установлен на известный ВИМ 1 из десяти и более упругих элементов положительной жесткости в виде пакетов пластин [9] или стержней (отрезков тросов) [6]. ВИМ данного типа способны обеспечить виброизоляцию на частотах $f > 6 - 8$ Гц и выше грузов, перевозимых железнодорожным и другими видами наземного транспорта [8].

Используя МОЖ, возможно спроектировать множество вариантов ВИМ-КНЖ, компактных, большей полезной нагрузки, эффективных в широком диапазоне частот, включая почти нулевые значения. Схема одного из них показана в таблице 1 (см. ячейку 2-2). Здесь МОЖ 2 присоединяют к исходному ВИМ 1. Передача винт-гайка 3 позволяет настраивать ВИМ-КНЖ в заданный режим квазиулевого жесткости. Если необходим ВИМ-КНЖ по линейной координате, то МОЖ соединяют с исходным ВИМ с помощью механизма преобразования движения определенного типа [8]. Ячейка 2-3 в таблице 1 иллюстрирует переход исходного ВИМ высокой положительной жесткости (см. графики 1) в режим квазиулевого жесткости (см. графики 1+2) с помощью МОЖ, генерирующего отрицательную жесткость (см. графики 2).

В настоящее время предпринимаются попытки ослабить инфрачастотные вибрации солнечных панелей и другого бортового оборудования КА с помощью пассивных или активных демпферов [3], [5], [7]. Это возможно, но частично и крайне недостаточно для реализации технических возможностей оборудования [5]. С помощью же геометрически и динамически подобных МОЖ возможно решить проблему вибраций КА, в т.ч., почти нулевых частот. Таблица 1 (см. ячейку 3-1) иллюстрирует одну из схем реализации такой возможности. Здесь показано возможное расположение МОЖ 2, подобного схеме в ячейке 2-2, который мог бы работать в параллель с демпфером 1 [3], либо его заменить. Последний вариант качественно меняет виброизоляцию и поэтому представляется более перспективным, т.к. метод демпфирования вблизи почти нулевых частот не работоспособен [10]. В условиях работы КА, МОЖ могут быть использованы самостоятельно или в составе ВИМ-КНЖ. В ячейке 3-3 показаны упругие характеристики

прямого (+) и обратного (-) хода ВИМ-КНЖ. Из графиков 1 и 2 следует, что возможно получить достаточно протяженный участок квазинулевой жесткости при относительном движении секций панели. Отсюда также следует, что жесткость может быть как предельной малой положительной, т.е. $k_{(+)} + k_{(-)} \rightarrow +\min$ (режим виброизолятора), так и предельной малой отрицательной, т.е. $k_{(+)} + k_{(-)} \rightarrow -\min$ (режим мягкого упора и регулятора угла наклона секций).

Таблица 1 – Механизмы отрицательной и квазинулевой жесткости (примеры)

МОЖ и объекты возможного применения	Схемы ВИМ-КНЖ	Функции МОЖ отдельно или в составе ВИМ-КНЖ
1-1 	1-2 	1-3 
2-1 	2-2 	2-3 
3-1 	3-2 	3-3 

Заключение

В статье предложены новые проектные схемы механизмов отрицательной и, на их основе, квазинулевой жесткости, являющиеся, в известной степени, универсальными и безальтернативными средствами инфрачастотной виброизоляции, $f \leq 10$ Гц, особенно в полосе почти нулевых частот, $0 < f \leq 1$ Гц, к которым чувствительны крупногабаритные конструкции и бортовое оборудование летательных аппаратов специального класса при перевозках железнодорожным транспортом и последующей орбитальной работе.

Представлен один из рабочих алгоритмов и результаты (практические примеры) проектирования геометрически и динамически подобных механизмов, способных качественно изменить виброизоляцию в исследуемом диапазоне частот.

Для обеспечения метастабильности систем виброизоляции технических объектов и человека на почти нулевых частотах необходимо активное управление подобными механизмами. Решению задач активного параметрического и позиционного управления, включая обучение механизмов, посвящен ряд текущих и планируемых на ближайшее будущее исследований авторов (см., например, [10]).

Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 23-19-00258).

Список использованных источников

1. Railway Induced Vibration, Edited by N. Craven, Inter. Union of Railways, UIC-ETF (Railway Technical Publications), Paris, 2017. 82 p. ISBN: 978-2-7461-2663-3.
2. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. М.: Радио и связь, 1982. ISBN отсутствует.
3. Li D., Liu W. Vibration control for the solar panels of spacecraft: innovation methods and potential approaches // International Journal of Mechanical System Dynamics. 2023. N 3. P. 300-330. Doi:10.1002/msd2.12094.
4. Yang N., Li J., Zhao W. [et al.]. On-orbit performance analysis of solar array in Mars orbit based on Tianwen-1 orbiter. Solar RRL. 2023. N 7. Doi.org/10.1002/solr.202300001.
5. Ермаков В.Ю., Кузнецов Д.А., Телепнев П.П., Сова А.Н. Предложение по решению проблемы виброзащиты прецизионной оптико-электронной аппаратуры космического аппарата «Спектр-УФ» // Вопросы электромеханики. 2013. Т. 135. С. 17-20. E-library ID: 21151802.
6. Ковтунов А.В. Виброизоляция грузов ответственного назначения с изменяющейся массой при перевозке в железнодорожном подвижном составе. Самара: [б. и.], 2003. 135 с. ISBN 5-901267-43-5.
7. Bifa C., Liao J., Yan J. [et al.]. A multi-point decentralized control for mitigating vibration of flexible space structures using reaction wheel actuators // Scientific Reports. 2024. N 14. Doi.org/10.1038/s41598-024-60702-6.
8. Lee C.-M., Goverdovskiy V.N., Vibration Protection Systems: Negative and Quasi-Zero Stiffness, Cambridge University Press, 2021. Doi:10.1017/9781108874540.
9. Nuclear shock and vibration control. Available at: www.taylordevices.com (дата обращения 30.08.2025).
10. Lee C.-M., Karpov E.V., Goverdovskiy V.N. [et al.] Parametric control of quasi-zero stiffness mechanisms for vibration isolation at near-zero frequencies // Journal of Vibration and Control. 2024. N 31. P. 1347–1358. Doi.org/10.1177/10775463241239381.

References

1. Railway Induced Vibration, Edited by N. Craven, Inter. Union of Railways, UIC-ETF (Railway Technical Publications), Paris, 2017. 82 p. ISBN: 978-2-7461-2663-3.
2. Il'yinskiy V.S. Vibration Protection of Onboard Electronics. Moscow, Radio Communication, 1982. No ISBN available. (In Russian).

3. Li D., Liu W. Vibration control for the solar panels of spacecraft: innovation methods and potential approaches // *International Journal of Mechanical System Dynamics*. 2023. N 3. P. 300-330. Doi:10.1002/msd2.12094.
4. Yang N., Li J., Zhao W. [et al.]. On-orbit performance analysis of solar array in Mars orbit based on Tianwen-1 orbiter. *Solar RRL*. 2023. N 7. Doi.org/10.1002/solr.202300001.
5. Ermakov V.Y., Kuznetsov D.A., Telepnev P.P., Sova A.N. A proposal for vibration protection of precision optical and electronic equipment of the “Spektor-UV” spacecraft // *Problems of the Electromechanics*. 2013. V. 135. P. 17-20. E-library ID: 21151802.
6. Kovtunov A.V. *Vibration Isolation of Critical Cargo with Variable Mass During Railway Transportation*. Samara, 2003. 135 p. ISBN 5-901267-43-5.
7. Bifa C., Liao J., Yan J. [et al.]. A multi-point decentralized control for mitigating vibration of flexible space structures using reaction wheel actuators // *Scientific Reports*. 2024. N 14. Doi.org/10.1038/s41598-024-60702-6.
8. Lee C.-M., Goverdovskiy V.N., *Vibration Protection Systems: Negative and Quasi-Zero Stiffness*, Cambridge University Press, 2021. Doi:10.1017/9781108874540.
9. Nuclear shock and vibration control. Available at: www.taylordevices.com (reference date is 30.08.2025).
10. Lee C.-M., Karpov E.V., Goverdovskiy V.N. [et al.]. Parametric control of quasi-zero stiffness mechanisms for vibration isolation at near-zero frequencies // *Journal of Vibration and Control*. 2024. N 31. P. 1347–1358. Doi.org/10.1177/10775463241239381.