

profile is 5...20 %. It is shown that the change of the profile smoothing height is equal to  $5 \cdot 10^{-8}$   $\mu\text{m}$ . In absolute values the change of surface microgeometry is tens of nanometers. The integral topography change on a large-area magnetoplast surface was evaluated by measuring the gas leakage rate through the magnetoplast-counterbody contact. The magnetostrictive nature of the surface topography change in a magnetic field was confirmed. It is emphasized that the magnitude of the effect increases with increasing field and depends on the magnetic structure of the material, i.e., it is determined by its composition, concentration, size, and orientation of the microdisperse magnetic filler.

*Keywords:* magnetoplasts, magnetic friction units, magnetostrictive effect, linear magnetostriction, friction control, friction, surface roughness.

Поступила в редакцию/received: 11.03.2024; после рецензирования/revised: 25.03.2024;  
принята/accepted: 01.04.2024

УДК 62-567

## **ЛИНЕАРИЗАЦИЯ ЖЕСТКОСТИ И ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ ТРОСОВОГО АМОРТИЗАТОРА С ПРОСТРАНСТВЕННЫМ ВОСПРИЯТИЕМ НАГРУЗОК**

С.В. ДОРОНИН, канд. техн. наук, Е.М. РЕЙЗМУНТ, канд. техн. наук,  
Красноярский филиал Федерального исследовательского центра информационных  
и вычислительных технологий,  
660000, Красноярск, а/я 25515, e-mail: mr.svdoronin@yandex.ru

© Доронин С.В., Рейзмунт Е.М., 2024

Отмечены затруднения, возникающие при аналитическом расчете амортизаторов с нелинейными характеристиками и пространственным восприятием нагрузок. Рассмотрены трудности численного моделирования троса для анализа механического поведения амортизаторов, связанные со структурной сложностью и размерностью задачи. Разработан технически обоснованный подход к построению линеаризованной численной модели тросового амортизатора, базирующийся на экспериментальных оценках жесткости. Данный подход позволяет снизить размерность и требования к вычислительным ресурсам за счет упрощения структуры троса. Подчеркнуто, что адекватность и возможность использования полученной численной модели тросового амортизатора для предварительных упрощенных расчетов систем амортизации с последующей экспериментальной отработкой и уточнением результатов опираются на анализ погрешности численной модели.

*Ключевые слова:* тросовый амортизатор, статический расчет, конечно-элементная модель, паспортные нагрузочные диаграммы, экспериментальные оценки, жесткость, трос, линеаризация.

**DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-21-32**

### **ВВЕДЕНИЕ**

Традиционно статический расчет систем амортизации выполняется на начальном этапе их разработки и предназначен для обеспечения рационального выбора количества и способа размещения амортизаторов в составе системы [1, 2]. Исходные данные для расчета включают в себя величины и направления действия сил инерции,

характеристики жесткости амортизаторов (предполагается их установка в соответствии с этими направлениями). В случае нелинейных характеристик жесткости они описываются нагрузочной диаграммой (зависимостью прогиба амортизатора от нагрузки), в противном случае используется постоянная величина коэффициента жесткости (упругости). Результатом расчета, заключающегося в составлении и решении системы уравнений статического равновесия, выступает отсутствие перекосов амортизируемого объекта, равенство прогибов амортизаторов.

Для некоторых объектов и условий эксплуатации при поступательном и вращательном движении возможно возникновение линейных ускорений (перегрузок) в произвольном направлении (под произвольными углами по отношению к осям декартовой системы координат, связанной с системой амортизации). Это создает дополнительные требования и к конфигурации системы амортизации, и к содержанию ее статического расчета. В частности, необходимо использовать амортизаторы с пространственным восприятием нагрузки, как правило, характеризующиеся конструктивной анизотропией и, как следствие, различной жесткостью по разным направлениям действия сил. Кроме того, следует считаться с возможностью появления больших ходов у амортизаторов и возможностью нарушения их нормального функционирования, необходимостью контроля смещений амортизируемого объекта относительно опорной конструкции [1]. В зависимости от направления действия сил инерции результирующая статическая нагрузка может увеличиваться, уменьшаться либо изменять свое направление в сравнении с нагрузкой собственного веса [3].

При любом направлении силы инерции она может быть представлена геометрической суммой составляющих – проекций на оси системы координат. В этом случае естественна подстановка составляющих силы инерции в нагрузочные диаграммы по соответствующим направлениям с последующим суммированием векторов смещений по всем осям системы координат и определением результирующего пространственного смещения. Однако, если характеристики жесткости нелинейны, возникает ситуация неопределенности – в силу формальной неприменимости принципа суперпозиции нет уверенности в результатах статического аналитического расчета и отсутствуют оценки возможных ошибок и погрешностей определения смещений амортизируемого объекта в пространстве.

Затруднения аналитического расчета амортизаторов с нелинейными характеристиками и пространственным восприятием нагрузок привели к целой серии исследований численных (конечно-элементных) моделей. В настоящей работе рассматривается возможный вариант построения модели одного из широко распространенных представителей этого класса устройств – тросовых амортизаторов, основанных на использовании стального троса в качестве упругого и демпфирующего элемента. Нелинейность и анизотропия жесткостных характеристик таких амортизаторов обусловлены их конструктивной формой, структурой сечения и пространственной конфигурацией троса. Несмотря на многочисленные попытки создания изотропных тросовых амортизаторов, в настоящее время полностью решить эту задачу не удалось [4, 5]. Это обуславливает актуальность обоснования и исследования моделей тросовых амортизаторов для использования в расчетах систем амортизации. В настоящей работе ограничимся только аспектами описания жесткости для статических расчетов амортизаторов.

## ХАРАКТЕРИСТИКА СВОЙСТВ И МЕХАНИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ТРОСОВ В СОСТАВЕ АМОРТИЗАТОРОВ

Стальной трос сам по себе является весьма сложным объектом для анализа свойств и поведения. Это объясняется большим числом входящих в трос элементов (прядей и образующих их проволок, иногда разного диаметра, число которых может достигать десятков и сотен) и возникающих между ними механических взаимодействий. В качестве интегральной величины, определяющей механическое поведение троса, обычно рассматривают его характеристики жесткости при различных видах нагружения. Эти характеристики, их зависимость от конструктивно-технологических факторов представляют наибольший интерес с позиций построения адекватной модели деформирования троса в составе амортизатора как механической системы.

Для количественной характеристики жесткости троса обычно используют эффективный модуль Юнга, при осевом растяжении определяемый исходя из соотношения приложенной нагрузки (напряжений) и деформаций (относительного удлинения).

Для случая осевого растяжения известны обширные экспериментальные данные, аналитические и эмпирические формулы для вычисления модуля Юнга в связи с механическими свойствами проволочной стали, некоторыми конструктивными особенностями и технологическими условиями изготовления троса, а также уровнем его нагруженности [6–8]. Эти данные и зависимости носят частный характер, учитывают большое количество различных факторов, совместное действие которых не поддается аналитическому прогнозированию. На практике при обосновании инженерных решений используют следующие усредненные и обобщенные оценки жесткости. По данным статьи [9], фактический модуль Юнга тросов находится в диапазоне от 90 до 200 ГПа. В рекомендациях [10] указывается, что уменьшение модуля упругости троса по сравнению с модулем упругости проволок составляет 25...35 %. Если для пучка параллельных проволок модуль упругости равен 200 ГПа, то для тросов с различной структурой поперечного сечения рекомендуется принимать значения 133...173 ГПа. В инструкции [11] уменьшение продольной жесткости троса по сравнению со стальным сплошным стержнем, площадь которого равна суммарной площади всех проволок троса, учитывается понижающим коэффициентом 0,60...0,69.

Сложность деформирования троса определяется следующими аспектами механического поведения его элементов: нестационарным контактным взаимодействием с учетом трения, возможностью проскальзывания относительно друг друга и возникновения упругопластических эффектов. В зависимости от уровня нагруженности трос может находиться в двух качественно разных крайних состояниях:

I – вследствие трения покоя проволоочки и пряди троса сохраняют неизменное положение относительно друг друга;

II – реализуется только трение скольжения, все проволоочки и пряди смещаются относительно друг друга.

Известны следующие сравнительные количественные оценки жесткости троса в указанных состояниях. Для троса диаметром 40 мм при осевом растяжении жесткость в состоянии I на 15 % больше жесткости в состоянии II [12]. Для троса диаметром 127 мм отношение эффективных модулей Юнга в первом и втором состояниях составляет 1,221 [13].

На практике при работе амортизаторов реализуется промежуточное состояние: одновременно присутствует и трение покоя, и трение скольжения (некоторые проволоочки и пряди смещаются относительно друг друга). При этом текущее состояние контактов слабо поддается количественной оценке: кроме уровня нагруженности значительное влияние оказывают тип, конструкция троса, технология его изготовления

и срок службы (реальное состояние контактов более сложно, чем вытекающее из идеализированных геометрических представлений о взаимном расположении проволок и прядей) [9, 12].

Работа троса как элемента механической системы в составе амортизатора имеет свои особенности (преобладают деформации изгиба). Систематические исследования и оценки жесткости троса при изгибе, аналогичные таковым для случая растяжения, фактически отсутствуют. Отмечается [7], что не существует единой методики определения изгибной жесткости тросов, поэтому известные экспериментальные исследования носят фрагментарный, а зачастую и противоречивый характер. При этом работа в состоянии I возможна при достаточно малых нагрузках [15]. Она не свойственна у троса в составе амортизатора, эффективность работы которого (интенсивность диссипации энергии колебаний) напрямую обусловлена трением при взаимном смещении проволок и прядей: без такого смещения невозможно достичь требуемого уровня демпфирования.

Что касается возможности возникновения зон упругопластического деформирования проволок и прядей, априори невозможно дать никаких количественных оценок ни особенностям и локализации этих зон, ни их взаимосвязи с уровнем и характером приложенных нагрузок.

Таким образом, при произвольном нагружении мы сталкиваемся с высоким уровнем неопределенности механических свойств и отличительных черт деформирования троса как элемента механической системы, что не получается разрешить на основе аналитических расчетов и эмпирических данных. Достоверные данные могут быть получены экспериментально либо численным моделированием с детальным воспроизведением конструктивно-силовой схемы амортизатора.

### **ЧИСЛЕННЫЕ МОДЕЛИ ТРОСА ДЛЯ АНАЛИЗА МЕХАНИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ**

При численном анализе известный универсальный подход основан на детальном воспроизведении геометрии (пространственной конфигурации) троса в составе амортизатора и допускает разные способы построения модели троса (использование балочных или трехмерных сплошных конечных элементов) и варианты определения параметров, обеспечивающих адекватное описание жесткости амортизатора. Жесткость поперечного сечения стержня зависит от жесткости материала при данном типе нагружения и от соответствующей геометрической характеристики сечения. Жесткость материала троса задается по материалу, из которого он изготавливается. Наиболее простой вариант вычисления геометрических характеристик поперечного сечения троса при растяжении-сжатии и изгибе заключается в простом суммировании площадей поперечных сечений и осевых моментов инерции проволок в составе троса [4, 14–16]. Это не представляется приемлемым в общем случае, поскольку не учитывается упомянутое выше влияние конструктивно-технологических факторов, характера и уровня нагруженности. Однако можно допустить, что в некоторых частных случаях такое суммирование может привести к получению результата с приемлемой для практики точностью.

Сложность структуры и механического поведения троса как системы порождает необходимость его полномасштабного моделирования с учетом структурной и физической нелинейностей (контактного взаимодействия с трением, упругопластического деформирования). Без принятия упрощающих допущений это приводит к размерности задач, предъявляющей весьма высокие требования к вычислительным ресурсам. В качестве примера опишем характеристики численной модели троса достаточно простой структуры (один слой прядей вокруг сердечника) [17]: трос диаметром 30 мм состоит из центральной пряди (сердечника) и шести прядей, навитых

вокруг нее. Центральная прядь содержит центральную проволочку радиусом 1,97 мм и шесть проволочек радиусом 1,865 мм, навитых вокруг нее с шагом свивки 70 мм. Остальные пряди содержат центральную проволочку радиусом 1,6 мм и шесть проволочек радиусом 1,5 мм, навитых вокруг нее с шагом свивки 193 мм. Итого в сечении троса имеются 49 проволочек четырех различных радиусов. В этом случае для моделирования осевого растяжения фрагмента такого троса длиной 18 мм с учетом упругопластического деформирования проволочек и трения между ними построена численная модель в среде пакета ANSYS, содержащая более 1,5 миллиона узлов и почти 350 тысяч объемных двадцатиузловых конечных элементов SOLID186.

Еще один пример полномасштабного моделирования троса простой структуры характеризуется следующими параметрами [17]: рассматривается трос диаметром 37 мм с волокнистым сердечником диаметром 14,8 мм и шестью прядями, каждая из которых образована 31 проволочкой четырех разных диаметров (1,5, 1,7, 1,9 и 2,7 мм). При моделировании осевого растяжения фрагмента троса длиной 40 мм в среде пакета ABAQUS применялись разные типы объемных элементов (C3D8, C3D8R, C3D8I, C3D8S, C3D20, C3D20R) с различным количеством узлов. При этом размерность модели фрагмента троса характеризуется количеством узлов от 1,09 до 3,8 миллиона, элементов – от 569 тысяч до 1,72 миллиона.

Достоинством полномасштабных моделей является отсутствие необходимости упрощать геометрию объекта и обосновывать модельные характеристики задачи: упругие и прочностные свойства материала проволочек задаются соответствующими применяемой для изготовления троса стали, коэффициент трения принимается по справочнику для соответствующей пары материалов. Однако с позиций размерности задачи и требуемых вычислительных ресурсов становится очевидной практическая невозможность полномасштабного моделирования тросов более сложной структуры (с большим числом прядей и проволочек) и реальной длины в составе амортизаторов: велико противоречие между малой длиной фрагмента троса и довольно большой размерностью модели амортизатора.

Указанное противоречие частично разрешается в рамках двухуровневого подхода к моделированию тросовых амортизаторов [19]. Вначале разрабатываются полномасштабные модели фрагментов прядей с учетом упругопластического деформирования и контактного взаимодействия проволочек в составе пряди. Эти модели подвергаются виртуальному испытанию на растяжение, в ходе которого определяются абсолютные и относительные деформации фрагмента. По приложенным усилиям и расчетным деформациям вычисляются эффективные (фактические) значения модулей Юнга прядей. На следующем уровне трос в составе амортизатора моделируется системой кривых брусьев с контактным взаимодействием и трением между ними. Каждый из этих брусьев повторяет геометрию соответствующей пряди в реальном тросе, а характеристики жесткости принимаются по результатам виртуальных испытаний на предыдущем уровне. Таким образом, трение между элементами троса учитывают на разных уровнях модели: для проволочек в составе пряди – на первом, для прядей в составе троса – на втором. Рассмотрим пример реализации этого подхода [19].

Трос диаметром 4,68 мм в составе тросового амортизатора состоит из центральной пряди диаметром 1,64 мм и шести прядей диаметром 1,52 мм, навитых вокруг нее с шагом свивки 35 мм. Центральная прядь содержит центральную проволочку диаметром 0,36 мм и два слоя проволочек (шесть – в первом слое, двенадцать – во втором) диаметром 0,32 мм, навитых вокруг центральной проволоки с шагом свивки 9,84 и 18,04 мм соответственно. Пряди диаметром 1,52 мм имеют структуру, аналогичную центральной пряди, но используются проволочки диаметром 0,32 и 0,30 мм и значения шага свивки 9,12 и 16,72 мм. На первом этапе построены две полномасштабные модели фрагментов прядей (центральной и навитых вокруг нее)

длиной порядка 30 мм. В результате виртуальных испытаний прядей на растяжение определены их эффективные модули Юнга (64,25 ГПа для центральной и 80,37 ГПа для остальных прядей). На втором этапе модель троса в составе амортизатора построена в виде структуры, содержащей кривой брус диаметром 1,64 мм с модулем Юнга 64,25 ГПа и навитые вокруг него шесть кривых брусьев с модулем Юнга 80,37 ГПа и шагом свивки 35 мм. Виртуальные и физические испытания амортизатора на сжатие продемонстрировали достаточно близкое совпадение результатов.

Рассматриваемый двухуровневый подход [19] лишь частично решает проблему размерности: в сложных системах амортизации суммарная длина тросов и, соответственно, число узлов и элементов модели предположительно все же будут достаточно велики. Кроме того, подход характеризуется следующими недостатками. Предполагается известной конструкция троса (структура его поперечного сечения). Эта информация не относится к техническим характеристикам амортизаторов и не сообщается их изготовителями и поставщиками. Взаимное расположение проволок и прядей идеализируется, зависимость такого расположения от технологии изготовления не может быть учтена. Таким образом, названный подход представляет преимущественно научно-методический интерес и в меньшей степени применим для практики.

### **ЛИНЕАРИЗОВАННАЯ ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ ТРОСОВОГО АМОРТИЗАТОРА НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ НАГРУЗОЧНЫХ ДИАГРАММ**

Фактически единственным способом определения реальной жесткости тросов в составе амортизаторов является их экспериментальный анализ. Как правило, результаты этого анализа в виде нагрузочных диаграмм входят в технические характеристики амортизаторов и содержатся в их паспортах (номенклатурных каталогах). Предлагается следующий подход к построению модели тросового амортизатора, основанный на экспериментальных данных (паспортных нагрузочных диаграммах). Трос в его составе заменяется одним пространственным кривым бруском круглого поперечного сечения из сплошного изотропного материала. Это позволяет радикально снизить размерность модели. Диаметр бруса принимается равным номинальному диаметру троса. Модуль Юнга материала бруса вычисляется на основе нагрузочных диаграмм амортизатора (как правило, нелинейных), получаемых путем его механических испытаний и включаемых в перечень технических характеристик. В этом случае оказываются принятыми во внимание конструктивно-технологические особенности троса, условия и характер механического взаимодействия его элементов, а также технология сборки амортизатора. Это способствует повышению достоверности результатов моделирования.

Рассмотрим методику определения модуля Юнга материала бруса – имитатора троса в составе амортизатора. Учитывая расположение амортизатора в составе системы амортизации и условия нагружения, находим основное направление действия нагрузки. Нагрузочную диаграмму, в наибольшей степени соответствующую этому направлению, будем считать и называть основной. Эту нагрузочную диаграмму представим в виде последовательности небольших линейных фрагментов, в пределах каждого из которых нагрузку и смещение, а также их отношение (жесткость) будем считать постоянными величинами. Далее для трехмерной численной модели амортизатора осуществляется серия вычислительных экспериментов по оценке прогиба для рассматриваемой схемы нагружения при статическом приложении усилия, соответствующего данному фрагменту нагрузочной диаграммы. При этом варьируется модуль Юнга материала кривого бруса – имитатора троса и определяется такое его значение, при котором расчетное смещение совпадет с соответствующим значением нагрузочной диаграммы.

Таким образом, для каждой точки нагрузочной диаграммы (пары значений нагрузки  $F$  и смещения  $s$ ) устанавливается взаимное соответствие между жесткостью амортизатора как реального физического объекта ( $k = F / s$ ) и модулем Юнга  $E$  материала кривого бруса – имитатора троса в его трехмерной модели. Рассмотрим пример практической реализации описываемого подхода.

В качестве объекта исследования выбран спирально-тросовый амортизатор ВМТ-350 (рис. 1), для которого получены нагрузочные диаграммы по четырем направлениям действия нагрузки (вертикальному сжатию, сжатию под углом  $45^\circ$ , поперечному и продольному сдвигу), актуальные на момент обращения к номенклатурному каталогу [20].

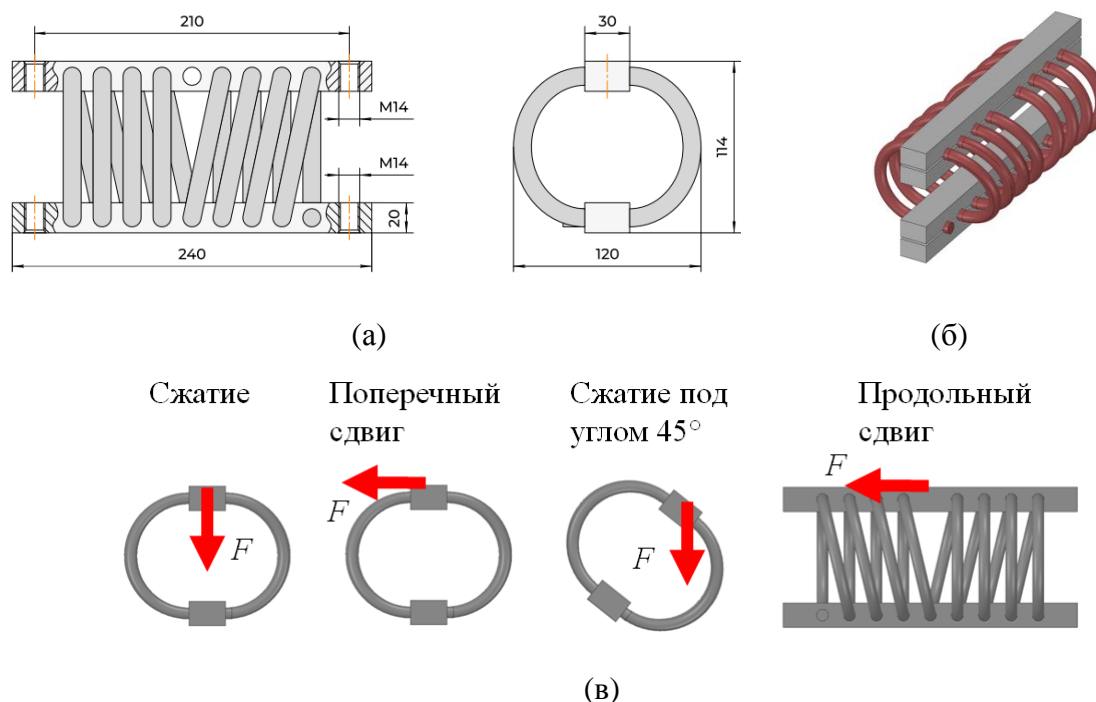


Рис. 1. Амортизатор ВМТ-350 [20]: основные размеры (а); трехмерная геометрическая модель (б); схемы статического нагружения (в)

Предполагается, что расположение амортизатора в системе амортизации таково, что при нагружении собственным весом актуальной является расчетная схема «сжатие под углом  $45^\circ$ » (соответствующая нагрузочная диаграмма рассматривается в качестве основной). Конечно-элементная модель амортизатора в соответствии с геометрией на рис. 1б построена в среде ANSYS с использованием объемных элементов SOLID186 (рис. 2). На одну (нижнюю) планку накладываются граничные условия «жесткая заделка» (запрет всех возможных перемещений), на вторую (верхнюю) – переменная вертикальная сила  $F$  в интервале допустимых рабочих нагрузок амортизатора (от 0 до 3 300 Н). В качестве результата рассматривались вертикальные смещения  $s$  верхней планки (рис. 3).

При многовариантных вычислительных экспериментах варьировался модуль Юнга материала кривого бруса с целью для каждой приложенной силы  $F$  обеспечить результирующее смещение  $s$ , соответствующее нагрузочной диаграмме. Так, например, усилию  $F = 500$  Н на нагрузочной диаграмме ставится в соответствие смещение  $s = 1,5$  мм. На этом участке нагрузочной диаграммы жесткость амортизатора составляет  $k = 500 \text{ Н} / 1,5 \text{ мм} = 333 \text{ Н/мм}$ . С помощью конечно-элементной модели установлено,

что такое сочетание усилия и смещения обеспечивается при модуле Юнга кривого бруса  $E = 3\,125$  МПа. Аналогично усилию  $F = 3\,240$  Н по нагрузочной диаграмме соответствуют смещение  $s = 36$  мм и жесткость амортизатора  $k = 3\,240$  Н /  $36$  мм =  $= 90$  Н/мм. В этом случае модуль Юнга кривого бруса должен быть  $E = 850$  МПа (рис. 3).

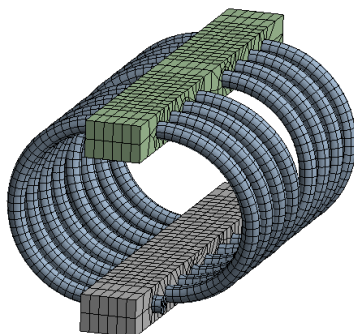


Рис. 2. Сетка конечных элементов амортизатора ВМТ-350

Таким образом, для всех точек нелинейной нагрузочной диаграммы амортизатора с жесткостью  $k$  (Н/мм) ставится в соответствие модуль Юнга  $E$  (МПа) материала кривого бруса – имитатора троса. Это соответствие по результатам вычислительных экспериментов описывается линейным уравнением

$$E = ak + b,$$

где  $a$ ,  $b$  – эмпирические коэффициенты (переводные множители), для амортизатора ВМТ-350 принимающие значения  $a = 9,32$  мм<sup>-1</sup>,  $b = 11,8$  МПа.

Располагая данными о нагрузке на амортизатор по основному направлению, по нелинейной нагрузочной диаграмме для этого направления можно найти соответствующие данной нагрузке смещение и жесткость амортизатора. Отсюда по уравнению расчета  $E$  определяются модуль Юнга кривого бруса – имитатора троса.

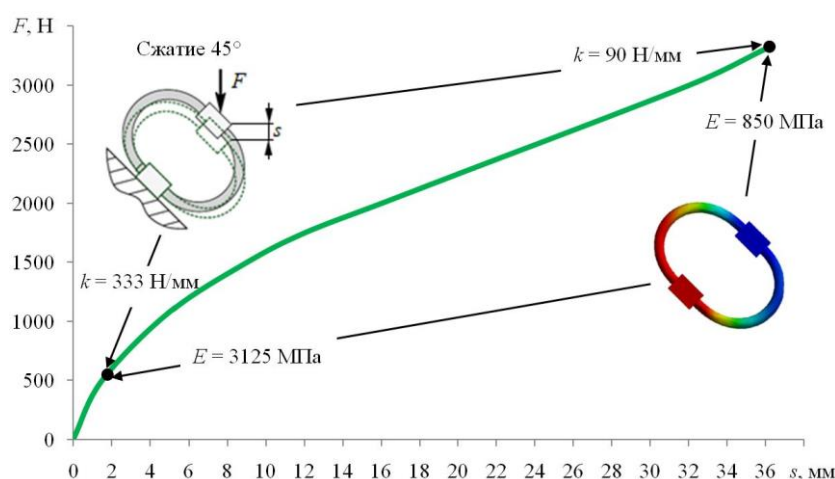


Рис. 3. Определение модуля Юнга кривого бруса по нагрузочной диаграмме амортизатора



В результате применения рассматриваемого подхода получается линеаризованная модель тросового амортизатора, управляющий параметр которой (модуль Юнга кривого бруса – имитатора троса) согласовывается с нелинейными характеристиками реального объекта. В этом случае обеспечивается полное соответствие модели объекту по основному направлению нагружения. При этом возникает вопрос о влиянии конструктивной анизотропии реального объекта, а именно вопрос о том, насколько полученная таким образом модель будет адекватно описывать деформирование амортизатора по другим направлениям нагружения. Вклад пространственной конфигурации троса в конструктивную анизотропию жесткости амортизатора учтен в модели формой кривого бруса. Влияние на конструктивную анизотропию конструкции и свойств реального троса остается неопределенным. Для оценки этого влияния используем следующий подход. Построенная для основного направления нагружения модель амортизатора в ходе вычислительных экспериментов нагружается по всем направлениям, для которых имеются паспортные нагрузочные диаграммы. Расчетные значения смещений сравниваются с соответствующими значениями, полученными из нагрузочных диаграмм, и по результатам этого сравнения определяется величина погрешности оценки деформаций, обеспечиваемой моделью по каждому направлению нагружения. Графически для основного направления расчетные значения полностью совпадают с нагрузочной диаграммой, а для остальных направлений получается пара кривых, одна из которых отражает расчетные значения, а вторая является нагрузочной диаграммой. Для рассматриваемой модельной задачи результаты сравнительного анализа найдены в диапазоне смещений до 13 мм, определяемом наименьшим диапазоном смещений на всем семействе нагрузочных диаграмм: сплошные линии соответствуют паспортным, точечные – расчетным значениям (рис. 4).

Погрешность расчетной диаграммы для каждого значения смещения оценивается относительной разницей между паспортным  $F_{\text{пасп}}$  и расчетным  $F_{\text{расч}}$  усилиями по формуле

$$\Delta = \frac{F_{\text{пасп}} - F_{\text{расч}}}{F_{\text{пасп}}} \cdot 100 \%$$

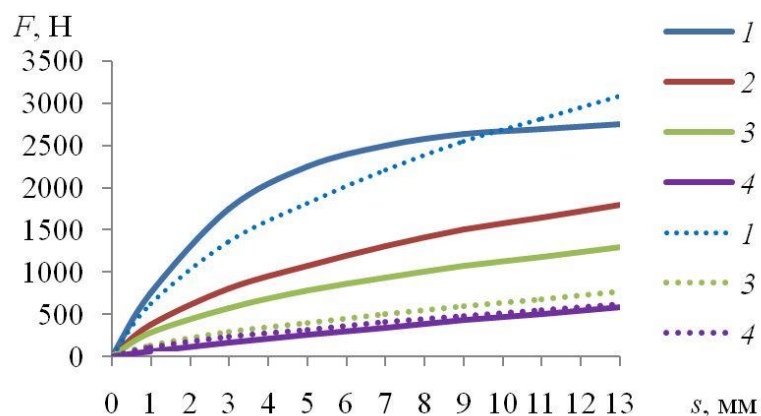


Рис. 4. Паспортные и расчетные нагрузочные диаграммы для направлений нагружения: сжатие (1); сжатие под углом 45° (2); поперечный сдвиг (3); продольный сдвиг (4)

Из полученных результатов (рис. 5) вытекают следующие факты. Наибольшая погрешность в целом по трем направлениям максимальна в области малых смещений и не превышает 68 %. С ростом смещений погрешность имеет тенденцию к снижению, причем при смещениях порядка 9 мм и более для условий сжатия и продольного сдвига

с позиций практических приложений погрешность можно считать пренебрежимо малой. Для условий поперечного сдвига погрешность слабо зависит от величины смещений и находится в диапазоне от 41 до 52 %.

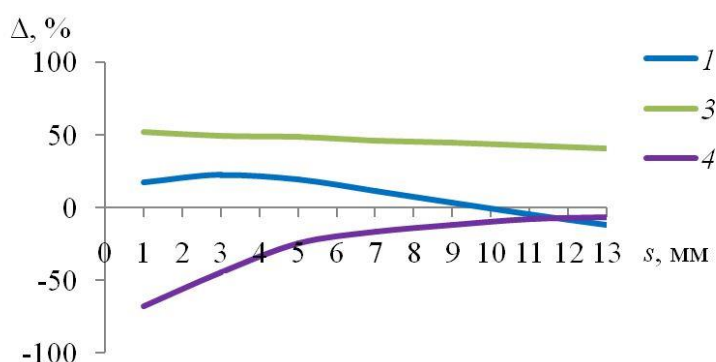


Рис. 5. Оценка погрешности расчетных нагрузочных диаграмм для направлений нагружения: сжатие (1); поперечный сдвиг (3); продольный сдвиг (4)

Полученные оценки погрешности, по-видимому, отражают величину вклада сложного механического поведения троса в конструктивную анизотропию амортизатора. Рассматриваемые на примере одного типоразмера тросового амортизатора оценки погрешности расчетных нагрузочных диаграмм позволяют сделать предварительные выводы об адекватности и возможности практического применения предлагаемого варианта трехмерной численной модели тросового амортизатора с пространственным восприятием нагрузки.

## ВЫВОДЫ

Разработан технически обоснованный подход к построению численной модели тросового амортизатора с пространственным восприятием нагрузки, позволяющий вследствие снижения размерности резко смягчить требования к вычислительным ресурсам. Модель основана на экспериментальных оценках жесткости, учитывающих все фактические конструктивно-технологические особенности применяемых тросов. Эти оценки представлены в виде паспортных нагрузочных диаграмм и для серийно выпускающихся амортизаторов не требуют дополнительного экспериментального анализа. Анализ погрешности численной модели позволяет предположить возможность ее использования для получения предварительных упрощенных расчетов систем амортизации с последующей экспериментальной отработкой и уточнением результатов.

## БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена в рамках государственного задания Минобрнауки РФ для Федерального исследовательского центра информационных и вычислительных технологий № 122010800028-4 «Разработка и анализ информационных и вычислительных технологий в задачах мониторинга и создания цифровых двойников различных явлений и объектов».

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. М.: Радио и связь. 1982. 296 с.
2. Вибрация энергетических машин: справочное пособие / под ред. Н.В. Григорьева. Л.: Машиностроение. 1974. 464 с.

3. Бацула А.П. Конструирование радиоэлектронных устройств: учебное пособие. Томск: ТМЦ ДО. 2002. 231 с.
4. Разработка и исследование характеристик тросового виброизолятора пространственного нагружения для защиты приборов и оборудования транспортных систем / С.В. Архангельский [и др.] // *Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки*. 2005. № 33. С. 202–206.
5. Пономарев Ю.К., Посохов П.В. Исследование возможностей совершенствования характеристик тросовых виброизоляторов с кольцевыми элементами // *Новые материалы и технологии в машиностроении*. 2014. № 19. С. 100–106.
6. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. Киев: Техніка. 1966. 327 с.
7. Малиновский В.А. Стальные канаты. Часть 1. Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования. Одесса: Астропринт. 2001. 188 с.
8. Свидлер Р.П. Производство канатов: учебное пособие. М.: Металлургия. 1973. 184 с.
9. Zhu Z.H., Meguid S.A. Nonlinear FE-based investigation of flexural damping of slacking wire cables // *International Journal of Solids and Structures*. 2007. V. 44. P. 5122–5132.
10. Рекомендации по выбору типов и расчету прочности стальных канатов, применяемых в строительных металлических конструкциях. М.: ЦНИИПРОЕКТСТАЛЬКОНСТРУКЦИЯ им. Мельникова. 1991. 33 с.
11. Инструкция по эксплуатации стальных канатов в шахтных стволах (РД 03-439-02). Серия 03. Выпуск 13 / Колл. авт. М.: Государственное унитарное предприятие «Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России». 2002. 216 с.
12. Raoof M., Kraincanic I. Analysis of large diameter steel ropes // *Journal of engineering mechanics*. 1995. V. 121. № 6. P. 667–675.
13. Raoof M., Davies T.J. Simple determination of the maximum axial and torsional energy dissipation in large diameter spiral strands // *Computers and Structures*. 2006. V. 84. P. 676–689.
14. Prawoto Y., Mazlan R.B. Wire ropes: computational, mechanical and metallurgical properties under tension loading // *Computational Materials Science*. 2012. V. 56. P. 174–178.
15. Velinsky S.A. Design and mechanics of multi-lay wire strands // *Transactions of the ASME*. 1988. V. 110. P. 152–160.
16. Balaji P.S., Moussa L., Rahman M.E., Ho L.H. An analytical study on the static vertical stiffness of wire rope isolators // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. V. 30 (1). P. 287–295.
17. Kastratović G.M., Vidanović N.D. Some aspects of 3D finite element modeling of independent wire rope core // *FME Transactions*. 2011. V. 39. P. 37–40.
18. A Finite element model for a 6 × K31WS + FC wire rope and a study on its mechanical responses with or without wire breakage / J. Gai [et al.] // *Applied Sciences*. 2023. V. 13. P. 8407.
19. Cen B., Lu X., Zhu X. Research of numerical simulation method on vertical stiffness of polycal wire rope isolator // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2018. V. 32 (6). P. 2541–2549.
20. Виброизоляция электроники на транспорте. URL: <https://dempfer.ru> (дата обращения: 12.03.2024).

**Для цитирования:** Доронин С.В., Рейзмунт Е.М. Линеаризация жесткости и оценка погрешности численной модели тросового амортизатора с пространственным

## **STIFFNESS LINEARIZATION AND ERROR ESTIMATION OF A NUMERICAL MODEL OF A CABLE SHOCK DAMPER WITH SPATIAL LOAD PERCEPTION**

S.V. DORONIN, Cand. Sc., E.M. REIZMUNT, Cand. Sc.  
Krasnoyarsk branch of Federal Research Center for Information  
and Computational Technologies,  
660000, Krasnoyarsk, PO Box 25515, e-mail: mr.svdoronin@yandex.ru

The difficulties arising at analytical calculation of shock absorbers with nonlinear characteristics and spatial perception of loads are noted. The difficulties of numerical simulation of the cable for the analysis of mechanical behavior of shock absorbers related to the structural complexity and dimensionality of the problem are considered. A technically sound approach to the construction of a linearized numerical model of a tether shock absorber based on experimental stiffness estimates is developed. This approach allows to reduce the dimensionality and requirements to computational resources due to simplification of the tether structure. It is emphasized that the adequacy and the possibility of using the obtained numerical model of the cable shock absorber for preliminary simplified calculations of shock absorber systems with subsequent experimental testing and refinement of the results are based on the analysis of the numerical model error.

*Keywords:* cable shock damper, static calculation, finite element model, nameplate load diagrams, experimental stiffness estimates, cable, linearization.

Поступила в редакцию/received: 25.03.2024; после рецензирования/revised: 28.03.2024;  
принята/accepted: 04.04.2024

УДК 620.178

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗРУШЕНИЯ АДГЕЗИОННОГО КОНТАКТА В МАГНИТНОМ ПОЛЕ**

А.Н. БОЛОТОВ, д-р техн. наук, Г.Б. БУРДО, д-р техн. наук

Тверской государственный технический университет,  
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: gbtms@yandex.ru

© Болотов А.Н., Бурдо Г.Б., 2024

В работе приведена новая модель адгезионного изнашивания поверхностей при наложении магнитного поля. Предложено учитывать магнитостатические силы, действующие в процессе отделения частиц износа. Подчеркнуто, что на качественном уровне модель хорошо согласуется с экспериментальными результатами. Отмечено, что полученные результаты могут быть использованы для прогнозирования свойств трибоузлов, работающих в магнитных полях.

*Ключевые слова:* магнитное поле, адгезионный износ, магнитостатические силы.

**DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-32-39**