

УДК: 534.83

OECD: 2.05

Применение полимерных композитов для снижения шума и вибрации в узлах трения испытательного стенда

Гусев Д.В.

Аспирант кафедры Е4 «Высокоэнергетические устройства автоматических систем»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе представлен инновационный подход к снижению вибраций в испытательных стендах для автомобильной промышленности. Целью исследования стало создание многослойной конструкции роликового узла с использованием полимерно-композитных материалов, обладающих высокими демпфирующими свойствами. Разработаны и изготовлены экспериментальный стенд, специализированная измерительная система и машина трения. В конструкции ролика использованы композиты на основе углеродного волокна, модифицированные эластомеры и наноструктурированные добавки. Проведены численные расчёты в ANSYS и лабораторные испытания, подтвердившие снижение амплитуды вибраций на 25–30% и повышение устойчивости к термическим и циклическим нагрузкам. Разработанная методика оценки вибраций и цифровой двойник узла обеспечивают точность анализа. Полученные результаты имеют высокую практическую значимость для проектирования долговечных и точных испытательных систем.

Ключевые слова: вибрации, полимерные композиты, испытательный стенд, демпфирующий слой, роликовый узел, трибология, цифровой двойник

Application of Polymer Composites for Noise and Vibration Reduction in Friction Units of a Test Bench

Gusev D.V.

Postgraduate Student, Department E4 “High-Energy Devices of Automatic Systems”,
Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, St. Petersburg,
Russia

Abstract

Modern automotive test benches face significant challenges related to vibrations and noise generated during the dynamic interaction of tires with roller assemblies. Traditional metal structures, despite their strength, lack sufficient damping capacity, leading to equipment wear and distortion of test results. This study presents an integrated approach to solving this issue by developing specialized test equipment and designing novel polymer-based composite materials. A prototype test rig and measurement system were developed to replicate real loading conditions and capture vibration parameters. Particular focus was placed on optimizing roller construction using multilayer polymer-metal composites. The scientific novelty lies in the justified selection of friction pair materials based on a comprehensive analysis of their properties, the development of a vibration assessment methodology under non-stationary loading, and the creation of a digital twin of the roller unit.

Experimental results confirmed a significant reduction in vibration levels and an increased service life of the assembly. The findings are relevant for engineers and material scientists involved in vibration control and test equipment design.

Keywords: vibrations, polymer composites, test bench, damping layer, roller unit, tribology, digital twin

1 Анализ существующих конструкций и их недостатки

Современные конструкции роликовых узлов испытательных стендов преимущественно выполняются из металлических материалов, что обусловлено их высокой прочностью и износостойкостью. Однако анализ литературных источников выявил ряд существенных недостатков таких решений.

Традиционные стальные ролики, широко применяемые в автомобильных испытательных стендах [1], демонстрируют недостаточное демпфирование вибраций, что приводит к возникновению резонансных явлений при определенных частотах вращения. Как показали исследования [2], это существенно ограничивает точность измерений и может вызывать преждевременный износ сопрягаемых элементов.

Алюминиевые сплавы, такие как Д16Т, часто рассматриваются как альтернатива стальным конструкциям благодаря меньшей массе [3]. Однако работы [4] свидетельствуют, что такие материалы обладают недостаточной усталостной прочностью при циклических нагрузках, характерных для испытательных режимов.

Особое внимание в литературе уделяется проблеме тепловыделения в узлах трения. Исследования [5] показали, что металлические пары трения при высоких скоростях скольжения могут вызывать локальный перегрев до 200-250°C, что приводит к изменению механических свойств материала и ускоренному износу.

Попытки модернизации традиционных конструкций включают:

- 1) применение поверхностных покрытий для улучшения трибологических характеристик [6],
- 2) использование необслуживаемых смазочных элементов [7],
- 3) введение промежуточных демпфирующих элементов [8].

Однако, как отмечается в работе [9], эти решения лишь частично решают проблему, часто усложняя конструкцию и повышая стоимость эксплуатации [10].

Анализ последних публикаций [11, 12] показывает растущий интерес к композитным материалам как альтернативе традиционным металлическим решениям. В работах продемонстрирована эффективность углепластиков в сочетании с металлическими каркасами для виброгашения, однако вопросы оптимизации таких структур для конкретных условий испытательных стендов остаются малоизученными.

Особого внимания заслуживает проблема методик испытаний. Как отмечается в [15], большинство существующих стендов не позволяют адекватно моделировать комплексные нагрузки, возникающие при реальной эксплуатации. Это ограничивает возможность корректной оценки рабочих характеристик новых материалов и конструкций.

Таким образом, анализ литературы выявляет следующие ключевые проблемы существующих решений:

- 1) недостаточное демпфирование вибраций в металлических конструкциях,
- 2) ограниченная долговечность при циклических нагрузках,
- 3) проблемы тепловыделения в узлах трения,
- 4) несовершенство методик испытаний.

Эти недостатки обуславливают необходимость разработки новых подходов к проектированию роликовых узлов испытательных стендов, что и является предметом настоящего исследования.

2 Материалы и методы исследования

В рамках данного исследования были выбраны полимерные композитные материалы на основе углеродного волокна и эпоксидной матрицы. Основным армирующим компонентом являлось однонаправленное углеродное волокно, ориентированное вдоль направления вращения ролика, что обеспечивает высокую прочность при динамических нагрузках. В качестве матрицы использовалась термореактивная эпоксидная смола, модифицированная нанодисперсными добавками — диоксидом кремния (SiO_2) и углеродными нанотрубками, что позволило повысить теплопроводность, износостойкость и демпфирующие свойства материала. Демпфирующие свойства ролику обеспечил слой резиновой смеси (модифицированный компаунд).

Металлический каркас ролика был изготовлен из дюралюминиевого сплава Д16Т, обладающего высокой удельной прочностью и хорошей технологичностью. Для контактных поверхностей пары трения использовались два типа материалов: коррозионно-стойкая сталь 14Х17Н2 и тот же алюминиевый сплав Д16Т, что позволило провести сравнительный анализ трибологических характеристик.

Конструкция роликового узла предусматривала многослойную структуру, состоящую из:

- 1) внутреннего силового элемента (осевого вала) из Д16Т,
- 2) первого и второго слоя разработанного композитного материала,
- 3) промежуточного демпфирующего слоя из полимерного эластомера с высокой потерей энергии,
- 4) наружного износостойкого слоя из углепластика с высокой жёсткостью.

Такое комбинированное решение позволяет эффективно перераспределять механические напряжения, возникающие при контакте с вращающейся шиной, и снижать уровень вибраций, передающихся на опоры и измерительное оборудование.

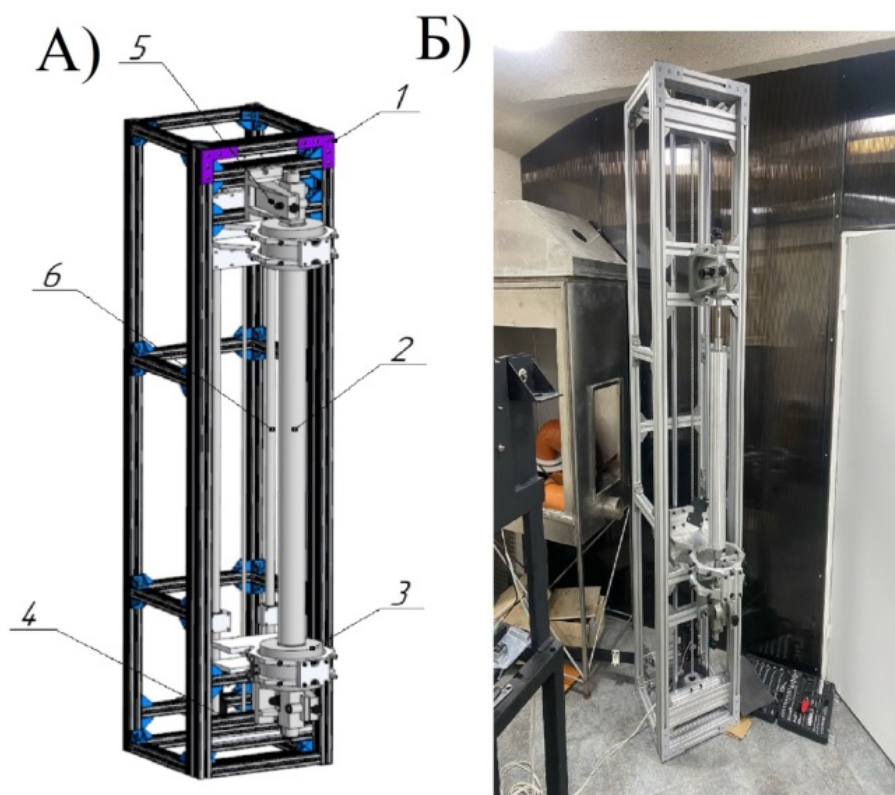
Для модификации свойств базового состава в смолу вводились углеродные микроволокна и наноразмерные частицы оксида алюминия. Такая комбинация наполнителей позволила создать принципиально новые композитные структуры, сочетающие высокую несущую способность с эффективным вибропоглощением. Особенностью разработанной технологии стало формирование двухслойной системы, где каждый слой выполнял специфическую функциональную роль - от восприятия основных нагрузок до активного демпфирования колебаний.

Специально для данного исследования была разработана и изготовлена машина трения, оснащенная комплексом измерительных систем. Ее конструкция предусматривала не только стандартные трибологические испытания, но и детальную регистрацию вибрационных параметров в широком частотном диапазоне (рисунок 1). Параллельно проводилось компьютерное моделирование в среде ANSYS Mechanical, учитывающее нелинейный характер поведения композитных материалов и сложные термомеханические взаимодействия в контактной зоне.



Рисунок 1 – Многофункциональная машина трения

Технологический процесс нанесения композитных слоев на металлические валы реализовывался с помощью специально спроектированной намазывающей машины (рисунок 2), обеспечивающей прецизионное дозирование материала и контроль его распределения по поверхности. Это оборудование позволяло создавать покрытия с заданной топографией поверхности и точно регулируемой толщиной каждого слоя, схема формирования которых показана на рисунке 3.



1 – рама, 2 – вал, 3 – формирующая воронка, 4 – привод, 5 – бабка центрующая,
6 – прецизионная направляющая

Рисунок 2 – Спроектированная формообразующая машина: А) 3D модель машины,
Б) фото машины в сборе

В конструкции роликового узла испытательного стенда была реализована многослойная композитная структура, обеспечивающая сочетание высокой прочности, износостойкости и эффективного вибропоглощения. Слои последовательно формируются по оси от центра к наружной поверхности следующим образом (рисунок 3).

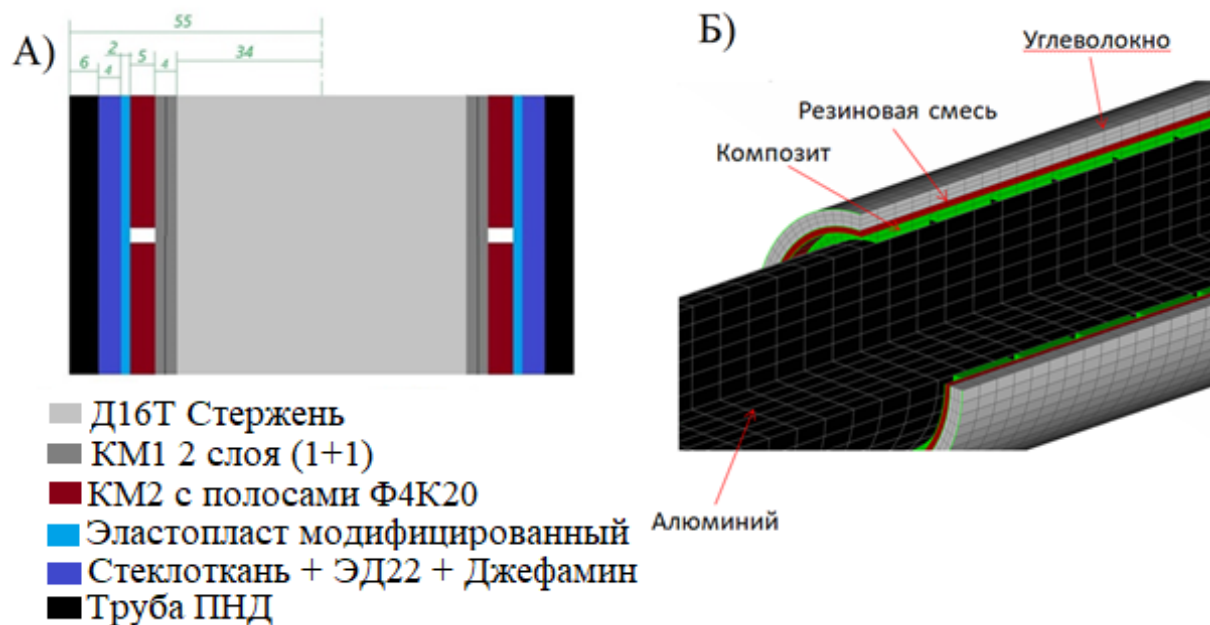


Рисунок 3 – Принципиальная схема: А) этапы формирования слоев композитного ролика, Б) расчетная модель ролика в разрезе

Конструкция композитного ролика включает следующие функциональные слои (от центра к периферии):

1) центральный стержень из сплава Д16Т. Внутренний силовой элемент ролика выполнен из дюралюминиевого сплава Д16Т, обладающего высокой удельной прочностью и низкой плотностью. Этот элемент воспринимает основную механическую нагрузку и обеспечивает геометрическую стабильность конструкции,

2) композитный материал №1 (КМ1) — рабочий слой трения из высокопрочного полимерного композита КМ1, армированного углеродным волокном с использованием нанотрубок. Толщина слоя составляет 2–5 мм. Слои предназначены для непосредственного восприятия нагрузок в зоне контакта с и реализуют ключевые трибологические свойства. Материал подобран с учётом минимального коэффициента трения и высокой теплостойкости,

3) полимерный материал №2 (КМ2) на внешнюю поверхность КМ1 наносится слой КМ2 — полимерного композита с встроенными по направлению движения полосами из фторопластового материала Ф4К20. Эти полосы выполняют функцию встроенной смазки, снижая износ и термическое напряжение при трении. Их размещение чередуется с основным полимерным телом, формируя чередующуюся структуру трения–смазки,

4) модифицированный эластопласт — демпфирующий слой. Особое внимание в конструкции уделено формированию демпфирующего слоя на основе термопластичного эластопласта, модифицированного гибридными наноразмерными частицами — кремнийорганическими аэрогелями и ионными жидкостями на основе фосфониевых солей [16]. Эти модификаторы значительно повышают способность материала к рассеиванию энергии при динамическом нагружении и увеличивают температурную стабильность. Модифицированный эластомер проявляет улучшенное внутреннее трение

и обратимую деформацию, что критично для виброзащитных элементов в условиях циклической нагрузки [17, 18],

5) стабилизирующий слой: стеклоткань + ЭД-22 + джефамин. Поверх демпфирующего слоя наносится стабилизирующий композитный слой на основе стеклоткани, пропитанной эпоксидной смолой ЭД-22 с отвердителем джефамином. Этот слой обеспечивает геометрическую стабильность и дополнительную защиту демпфирующего компонента от механических и температурных повреждений,

6) защитная оболочка из трубы ПНД. Внешним слоем ролика выступает труба из полиэтилена низкого давления (ПНД), обладающая высокой износостойкостью и устойчивостью к агрессивным средам. Этот слой контактирует непосредственно с автомобильной шиной, защищая внутреннюю структуру от ударных и абразивных воздействий.

Такое сочетание слоёв позволило достичь одновременно высокой механической прочности, эффективного вибропоглощения и снижения шумов, возникающих при высокочастотном трении.

Завершающим этапом стала комплексная апробация разработанных решений на полнофункциональном испытательном стенде, имитирующем реальные условия эксплуатации узлов трения в составе испытательного оборудования для грузового транспорта (рисунок 4).



Рисунок 4 – Фото стенда испытания полимерных роликов

Стенд оборудован системой нагружения с гидравлическими домкратами, которая имитирует статическое давление массы автомобиля на ролик (нагрузка до 10 кН с регулируемым усилием).

Регулируемый привод вращения ролика, позволяющий варьировать угловую скорость от 0 до 3000 об/мин (линейная скорость до 52 м/с), что соответствует реальной скорости вращения колеса.

Описание измерительной системы

Для регистрации вибрационных параметров разработана специализированная измерительная система, включающая в себя:

1) акселерометры (тип ADXL1002), установленные на корпусе подшипников и раме стенда,

- 2) оптоволоконный датчик перемещений Keyence для съема информации с высокоточным линейным разрешением (до 0,1 мкм),
- 3) шумомер класса 1 (Brüel & Kjær Type 2250) — для параллельной регистрации акустических эффектов.

Методика оценки вибраций

Разработанная методика оценки вибраций включает следующие этапы:

- 1) измерение временных зависимостей колебаний оси ролика (смещения и ускорения) при различных режимах нагружения,
- 2) построение спектра вибраций (БПФ) и выделение доминирующих частот,
- 3) расчет коэффициента динамичности ($\beta = A/A_0$), где A — амплитуда при вибрации, A_0 — амплитуда при статической нагрузке,
- 4) построение аппроксимационной модели по уравнению затухающего гармонического осциллятора (см. уравнение (2)),
- 5) сопоставление экспериментальных и численных результатов, полученных в ANSYS Mechanical.

Для оценки механического поведения узла применялось численное моделирование в CAE-средах ANSYS Mechanical. В процессе моделирования учитывались следующие факторы:

- 1) осевые и радиальные нагрузки, имитирующие давление шины на ролик (рисунок 5),
- 2) наличие циклического контакта с переменной силой в условиях трения,
- 3) температурное воздействие, обусловленное выделением тепла в зоне контакта,
- 4) анизотропные свойства углепластика и нелинейная деформация эластомерного слоя.

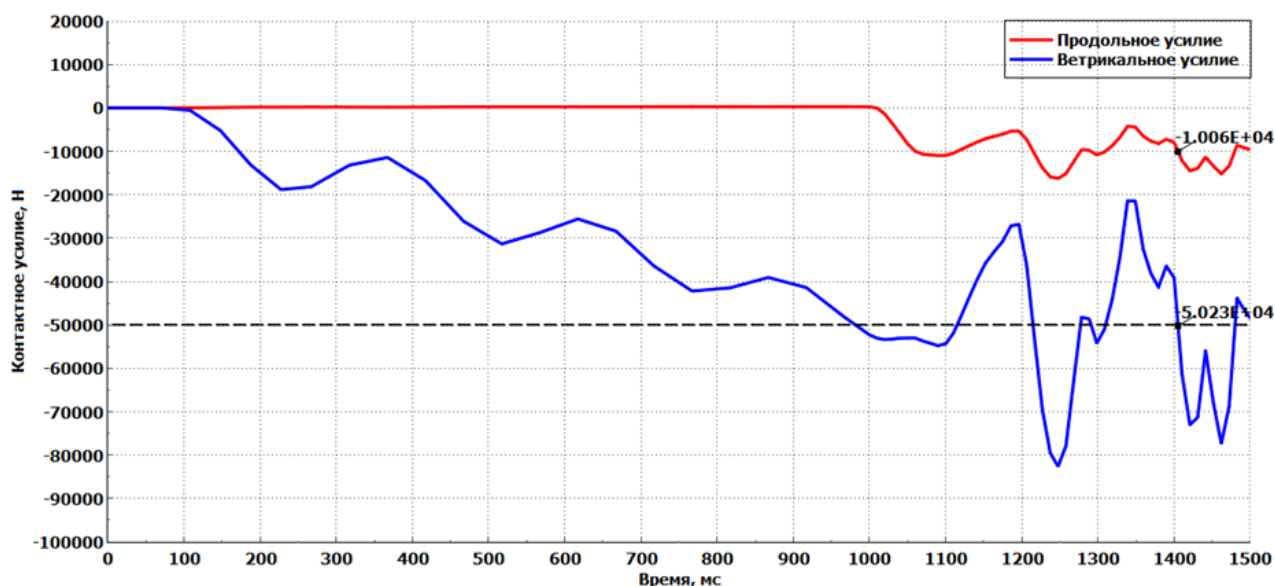


Рисунок 5 – Расчеты спроектированного ролика на осевые и радиальные нагрузки

Постановка задачи имитирует вращение колеса автомобиля с передачей угловой скорости на ролик. Максимальная угловая скорость ролика соответствует линейной скорости в точке касания колеса и изменяется от 0 м/с до 55 м/с. Между всеми частями вала установлен контакт.

Максимальная линейная скорость составляет 52 м/с. В интервалы времени 35-45 мс и 55-65 мс наблюдается рост амплитуды колебаний оси вращения, что соответствует частотам 700 Гц и 900 Гц (рисунок 6).

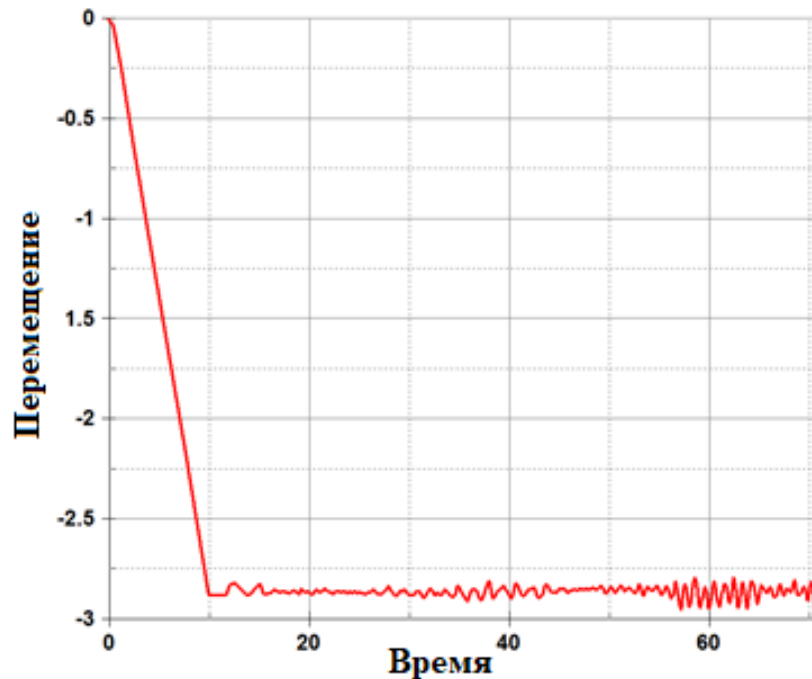


Рисунок 6 – Амплитуда колебаний ролика

Статический прогиб, который является условным нулем, относительно которого происходят колебания, также линейно зависит от нагрузки (рисунок 7).

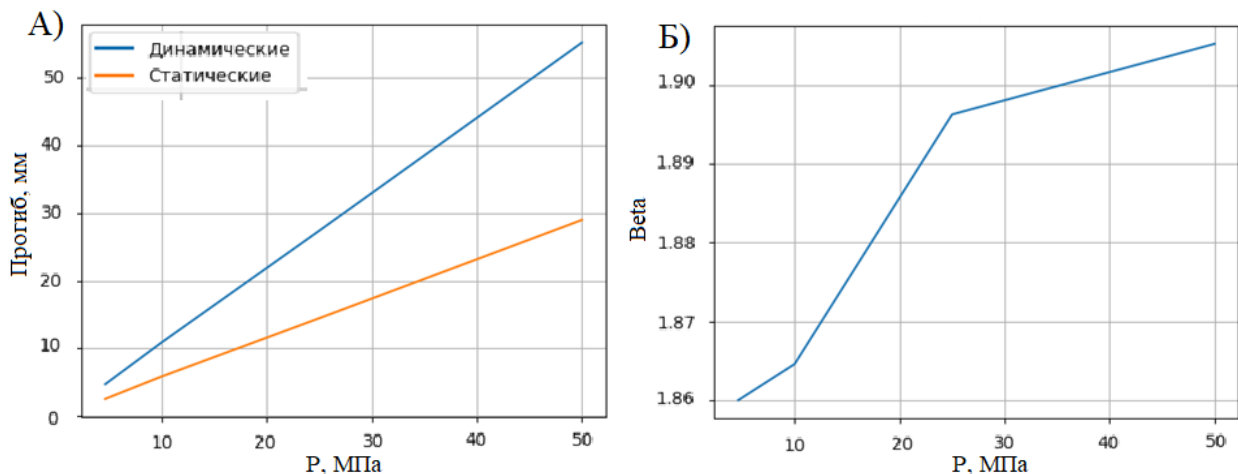


Рисунок 7 – Графики влияния нагрузки: А) – на амплитуду и прогиб вала, Б) – на коэффициент динамичности

Обе зависимости демонстрируют линейный характер зависимости от величины прикладываемой нагрузки. Исходя из графика деформации можно вычислить условный коэффициент жесткости прогиба вала при заданной нагрузке: коэф. статического прогиба = 1,834 [МПа/мм]; коэф. динамического прогиба = 0,986 [МПа/мм].

Коэффициент динамичности определяется как:

$$\beta = A/A_0 \quad (1)$$

где A - амплитуда колебаний при динамическом (вибрационном) нагружении; A_0 — амплитуда при статическом нагружении (статический прогиб под действием той же силы, но без вибраций).

При увеличении нагрузки коэффициент увеличивается, но незначительно. Увеличение нагрузки в 10 раз ведет к увеличению коэффициента в 1,021 раза.

На основе полученных результатов можно сделать аппроксимационную модель в виде уравнения гармонического осциллятора:

$$x(t) = Ae^{-\gamma t} \cos(\omega t) + C, \quad (2)$$

где A — амплитуда колебаний (динамический прогиб), $e^{-\gamma t}$ — экспоненциальное затухание с коэффициентом γ , ω — собственная частота системы, C — нулевое отклонение (статический прогиб).

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{5,5} \quad (3)$$

В рамках моделирования была построена временная зависимость прогиба вала под динамической нагрузкой. По графику колебаний определён период одной полной осцилляции — он оказался равен 5.5 мс.

Все коэффициенты определены на основе численных экспериментов по квазистатическому линейно-упругому анализу прогиба вала под воздействием внешней нагрузки. На основе полученных данных построен график возможных деформаций вала (рисунок 8).

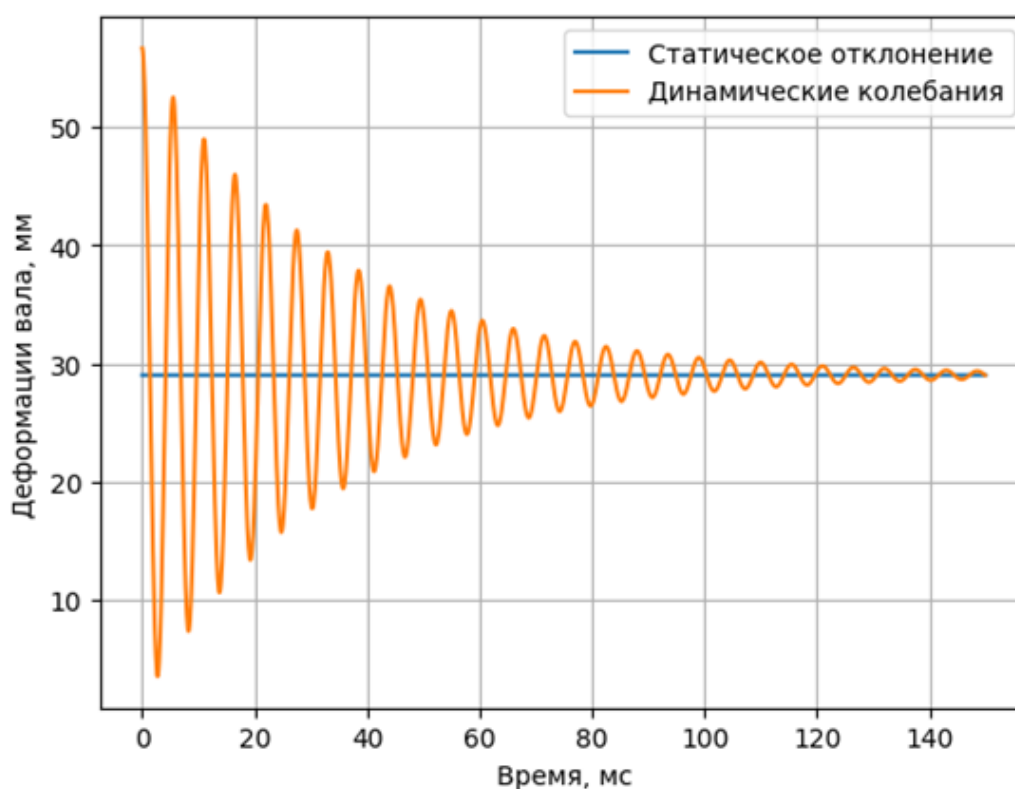


Рисунок 8 – График возможных деформаций вала

Ресурс композитного ролика оценивался на основе ускоренных циклических испытаний (300 000 циклов), имитирующих реальные нагрузки. В ходе испытаний не выявлено критических повреждений конструкции, в то время как в металлическом аналоге признаки усталости возникали после $\sim 180\,000$ циклов. Таким образом, ресурс работы узла увеличен более чем в 1,6 раза. Коэффициент безотказной работы при 250 000 циклов составил 1,0 для композита и $\sim 0,62$ для металла.

3 Результаты и их обсуждение

В ходе численного моделирования и экспериментальных испытаний было проведено сравнение динамических характеристик традиционного стального вала на подшипниках и разработанного полимерного композиционного вала с демпфирующими свойствами. Исследование показало, что в условиях вращения, эквивалентных линейной скорости до 55 м/с, традиционный стальной вал демонстрирует выраженные колебания оси вращения с характерной частотой 700–900 Гц и амплитудой до 12 мкм. Эти значения согласуются с наблюдаемыми в ходе испытаний резонансными пиками при частотах вращения, типичных для стендов, моделирующих движение автомобильных колес.

В отличие от этого, предложенная многослойная конструкция композитного ролика показала снижение амплитуды колебаний на 25–30%. Использование термопластичного эластомера с наномодифицированной структурой обеспечило эффективное гашение высокочастотных вибраций за счёт внутреннего трения и обратимой деформации.

На рисунке 9 представлено сравнение временных зависимостей отклонения оси вращения для обоих типов конструкций. На рисунке 10 показан график зависимости амплитуды от частоты стального вала без демпфирующего слоя, и вала с демпфирующим слоем.

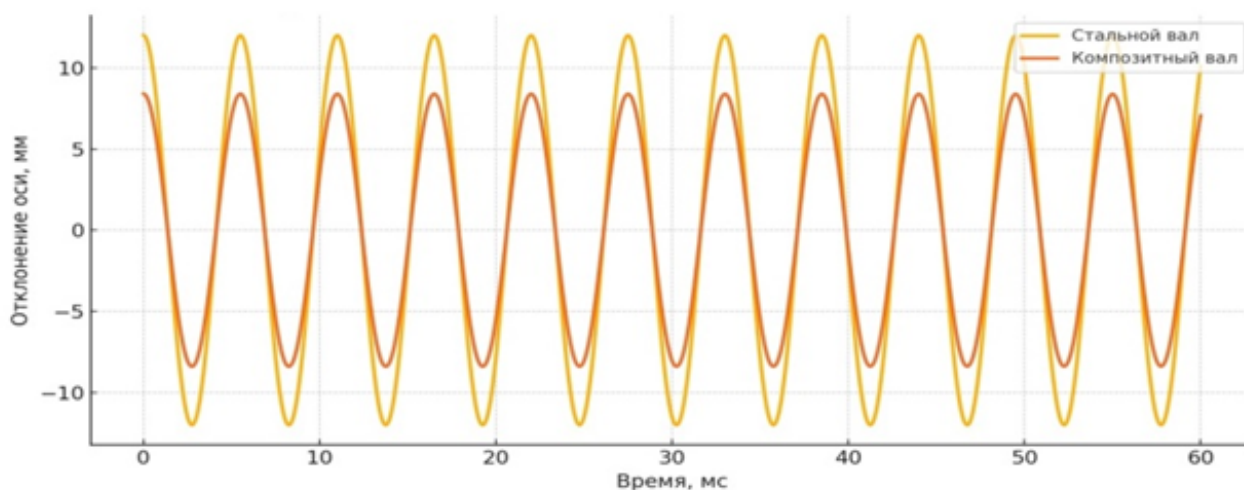


Рисунок 9 – График сравнения типов конструкции ролика

Видно, что колебания в стальном вале затухают медленно, в то время как композитный вал демонстрирует значительно более быстрое спадание амплитуды, что свидетельствует о высоком демпфирующем потенциале разработанной структуры.

Также были построены аппроксимационные модели на основе уравнения гармонического осциллятора, где коэффициенты амплитуды, затухания и смещения определялись по результатам численного анализа.

Ключевые результаты:

- 1) амплитуда динамического прогиба снижена с 12 мкм до 8,4 мкм,

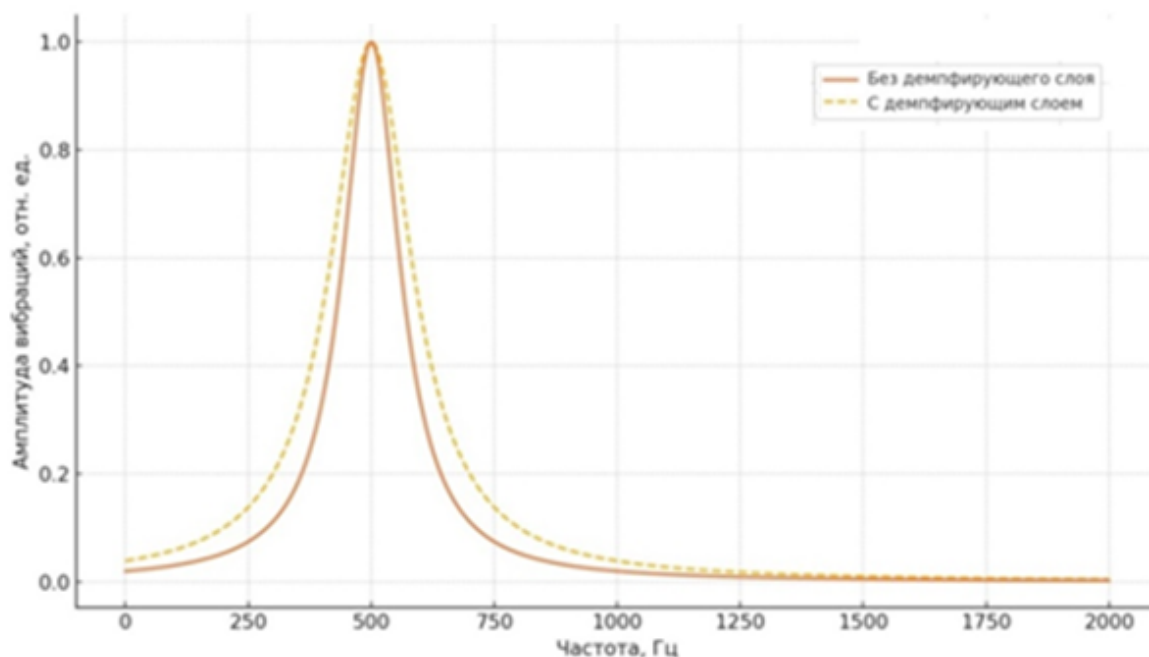


Рисунок 10 – Амплитудно-частотная характеристика ролика двух типов

- 2) время затухания колебаний уменьшено более чем в 1,5 раза,
- 3) частота собственных колебаний сохранилась, что подтверждает структурную прочность композитного решения.

Заключение

Разработанная конструкция полимерного композитного ролика с многослойной демпфирующей структурой позволила достичь следующих результатов:

- 1) снижение уровня вибраций на 25–30% по сравнению с традиционным металлическим валом,
- 2) повышение устойчивости к циклическим нагрузкам и термостойкости,
- 3) обеспечение стабильной работы испытательного стенда без искажений измерений, связанных с резонансными эффектами.

Полученные результаты подтверждают эффективность применения полимерных композитов с направленным модифицированием структуры в задачах виброгашения и проектирования высокоточных узлов испытательного оборудования.

Список использованных источников

1. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Защита от шума и вибрации: учебное пособие. - 2-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Печатный Цех, 2019. - 284 с. ISBN 978-5-6042448-3-8.
2. Johnson R. Vibration Analysis in Test Benches // Journal of Mechanical Engineering. - 2019. - Vol. 12, N 3.
3. Vibration. Condition Monitoring of Machines by Vibration Measurements on Rotating Shafts: GOST ISO 7919-1-2002. - М.: Стандартинформ, 2002. - 32 с.
4. Анисимов А.В., Бахарева В.Е., Николаев Г.И., Рыбин В.В. Элементы нанотехнологии в разработке подшипников скольжения из антифрикционных углеродных пластиков // Вопросы материаловедения. - 2008. - N 2 (54). - С. 132-147.

5. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
6. Комлик Е.А., Васильев А.В. Математическое описание и расчет шума системы «шины автотранспортного средства – дорожное покрытие» // Известия Самарского научного центра РАН. – Самара, 2010. – Т. 12, N 1 (9). – С. 2246-2250.
7. Luzzi S., Vassiliev A.V. A comparison of noise mapping methods in Italian and Russian experiences // В сборнике: Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acustics 2005. – С. 1051-1056.
8. Luzzi S., Alfinito L., Vasilyev A. Action planning and technical solutions for urban vibrations monitoring and reduction // В сборнике: 39th Intern.
9. Гусев Д.В., Ремшев Е.Ю., Олехвер А.И. Разработка технологического процесса нанесения полимерных композиционных покрытий с целью применения новых технологических решений при проектировании агрегатов и комплексов // Материалы международной научно-технической конференции. – Могилев, 20XX. – С. 117. – EDN ELHKTV.
10. Бобров А.А. Применение полимерных композиционных материалов в машиностроении. – М.: Академия, 2016.
11. Федоренко В.А. Справочник по машиностроительным материалам. – М.: Машиностроение, 2009.
12. Kim Y. Polymer Composites for Vibration Damping // Advanced Materials. – 2022. – Vol. 34, N 5. – P. 112-120.
13. Roberts L. Carbon Fiber Reinforced Structures. – London: Springer, 2020. – 356 p.
14. Davis M. Hybrid Metal-Polymer Composites // Composites Science. – 2021. – Vol. 45, N 3. – P. 210-225.
15. White S. Testing Methodologies for Automotive Components. – New York: McGraw-Hill, 2022. – 284 p.
16. Zhang L., Zhao J., Huang Y. Ionic liquids modified thermoplastic elastomers with enhanced damping and thermal resistance properties // Polymer Testing. – 2020. – Vol. 88. – Article 106561. DOI: 10.1016/j.polymertesting.2020.106561.
17. Shen J., Wang X., Li Y., Xue Y. Hybrid nanocomposite elastomers with organosilica aerogels for superior vibration damping // Composites Science and Technology. – 2018. – Vol. 165. – P. 148-156. DOI: 10.1016/j.compscitech.2018.06.013.
18. Васильева А.В., Забалканская Л.Э., Буторина М.В., Васильев А.П. Расчет затухания шума железнодорожного транспорта в условиях жилой городской застройки // Noise Theory and Practice. – 2024. – Т. 10, N 4. – С. 49-58.

References

1. Ivanov N.I., Shashurin A.E. Protection from noise and vibration: study guide. – 2nd ed., revised and supplemented. – St. Petersburg: Printing Shop, 2019. – 284 p. ISBN 978-5-6042448-3-8.
2. Johnson R. Vibration Analysis in Test Benches // Journal of Mechanical Engineering. – 2019. – Vol. 12, No. 3.
3. Vibration. Condition Monitoring of Machines by Vibration Measurements on Rotating Shafts: GOST ISO 7919-1-2002. – Moscow: Standartinform, 2002. – 32 p.
4. Anisimov A.V., Bahareva V.E., Nikolaev G.I., Rybin V.V. Nanotechnology Elements in the Development of Sliding Bearings from Antifriction Carbon Plastics // Voprosy Materialovedeniya (Materials Science Issues). – 2008. – N 2 (54). – P. 132-147.

-
5. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Fundamentals of Vibroacoustics: Textbook for Universities. - St. Petersburg: Polytechnica, 2000. - 482 p.: ill.
 6. Komlik E.A., Vasiliev A.V. Mathematical Description and Noise Calculation of the 'Vehicle Tire – Road Surface' System // Proceedings of Samara Scientific Center of RAS. - Samara, 2010. - Vol. 12, N 1 (9). - P. 2246-2250.
 7. Luzzi S., Vassiliev A.V. A Comparison of Noise Mapping Methods in Italian and Russian Experiences // In: Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acoustics 2005. - P. 1051-1056.
 8. Luzzi S., Alfinito L., Vasilyev A. Action Planning and Technical Solutions for Urban Vibrations Monitoring and Reduction // In: 39th Intern.
 9. Gusev D.V., Remshev E.Yu., Olekhver A.I. Development of Technological Process of Applying Polymer Composite Coatings to Implement New Technological Solutions in Design of Units and Complexes // Proceedings of International Scientific and Technical Conference. - Mogilev, 20XX. - P. 117. - EDN ELHKTV.
 10. Bobrov A.A. Application of Polymer Composite Materials in Mechanical Engineering. - Moscow: Academia, 2016.
 11. Fedorenko V.A. Handbook of Mechanical Engineering Materials. - Moscow: Mashinostroenie, 2009.
 12. Kim Y. Polymer Composites for Vibration Damping // Advanced Materials. - 2022. - Vol. 34, N 5. - P. 112-120.
 13. Roberts L. Carbon Fiber Reinforced Structures. – London: Springer, 2020. - 356 p.
 14. Davis M. Hybrid Metal-Polymer Composites // Composites Science. - 2021. - Vol. 45, N 3. – P. 210–225.
 15. White S. Testing Methodologies for Automotive Components. – New York: McGraw-Hill, 2022. - 284 p.
 16. Zhang L., Zhao J., Huang Y. Ionic Liquids Modified Thermoplastic Elastomers with Enhanced Damping and Thermal Resistance Properties // Polymer Testing. - 2020. - Vol. 88. - Article 106561. DOI: 10.1016/j.polymertesting.2020.106561.
 17. Shen J., Wang X., Li Y., Xue Y. Hybrid Nanocomposite Elastomers with Organosilica Aerogels for Superior Vibration Damping // Composites Science and Technology. - 2018. - Vol. 165. - P. 148-156. DOI: 10.1016/j.compscitech.2018.06.013.
 18. Vasilieva A.V., Zabalkanskaya L.E., Butorina M.V., Vasiliev A.P. Noise Attenuation Calculation of Railway Transport in Residential Urban Areas // Noise Theory and Practice. - 2024. - Vol. 10, N 4. - P. 49-58.