

# ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 629.1.04

И.А. ТАРАТОРКИН, д-р техн. наук, проф.

главный научный сотрудник, заведующий отделом механики транспортных машин<sup>1</sup>  
профессор кафедры гусеничных машин и прикладной механики<sup>2</sup>

E-mail: ig\_tar@mail.ru

В.Б. ДЕРЖАНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.

ведущий научный сотрудник<sup>1</sup>  
заведующий кафедрой гусеничных машин и прикладной механики<sup>2</sup>

E-mail: dvb\_47@mail.ru

А.И. ТАРАТОРКИН, канд. техн. наук

научный сотрудник<sup>1</sup>

E-mail: alexander\_tar@mail.ru

А.А. ВОЛКОВ, канд. техн. наук

инженер-программист<sup>1</sup>

доцент кафедры гусеничных машин и прикладной механики<sup>2</sup>

E-mail: al\_volkov14@mail.ru

<sup>1</sup>Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, г. Екатеринбург, Российская Федерация

<sup>2</sup>Курганский государственный университет, г. Курган, Российская Федерация

Поступила в редакцию 12.10.2022.

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЭНЕРГОСИЛОВОГО БЛОКА ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

*Приводятся результаты расчетно-экспериментального исследования динамической нагруженности трансмиссии транспортной машины с дизельным двигателем повышенной мощности. Новизна исследования заключается в научном обосновании применимости упругих торсионных валов между двигателем и трансмиссией в качестве демпфера крутильных колебаний, а также в разработке нового метода экспериментального определения динамической составляющей крутящего момента на основе принципа модуляции высокочастотных колебаний сигнала штатных импульсных датчиков частоты вращения модулирующими колебаниями, возникающими в энергосиловом блоке (ЭСБ) транспортной машины. Результатом является амплитудно-частотная функция ускорения (крутящего момента), включающая основные моторные гармоники двигателя, гармонические составляющие, формируемые кривошипно-шатунным (КШМ) и газораспределительным (ГРМ) механизмами двигателя, приводом генератора, колебаниями в трансмиссии. Установлено, что причиной ограничения долговечности торсионных валов является их работа на нерасчетных режимах вследствие возникновения явления, называемого «конфликтом задач». На основе вероятностных методов расчета выполняется сравнительная оценка вероятности мгновенного разрушения упругих валов на расчетных и нерасчетных режимах нагружения. По результатам исследований делается вывод о применимости в качестве гасителей крутильных колебаний торсионных валов в ЭСБ повышенной мощности.*

**Ключевые слова:** динамическая нагруженность, энергосиловой блок, гусеничная машина, нерасчетный режим, конфликт задач, модуляция

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-28-37>

**Введение.** Современные тенденции развития ЭСБ перспективных транспортных машин предполагают создание гибридных и электромеханических конструкций. В то же время повышение подвижности современных гусеничных машин, эксплуатируемых в суровых климатических условиях приполярных районах Арктики и Заполярья, во многом обеспечивается традиционными ЭСБ с повышенной мощностью, включающими тепловой двигатель и трансмиссию с гидродинамической передачей. При этом компоновка моторно-трансмиссионного отделения (МТО) по-прежнему подчинена интересам достижения максимальной плотности размещения двигателя, трансмиссии и их систем в целях предельного уменьшения объема МТО при обеспечении удобства обслуживания и проведения монтажно-демонтажных работ. Чем совершеннее конструкция ЭСБ, меньше его объем, тем плотнее компоновка и в целом меньше объем МТО.

Поршневой дизельный двигатель является основным источником динамических нагрузок в элементах трансмиссии и, в первую очередь, нагрузок, обусловленных крутильными колебаниями, которые наиболее выражены на переходных процессах: пуск двигателя и остановка, разгон и торможение машины, переключение передач. Основную опасность представляют резонансные зоны, когда частота возмущающих воздействий со стороны двигателя совпадает с одной из собственных частот ЭСБ.

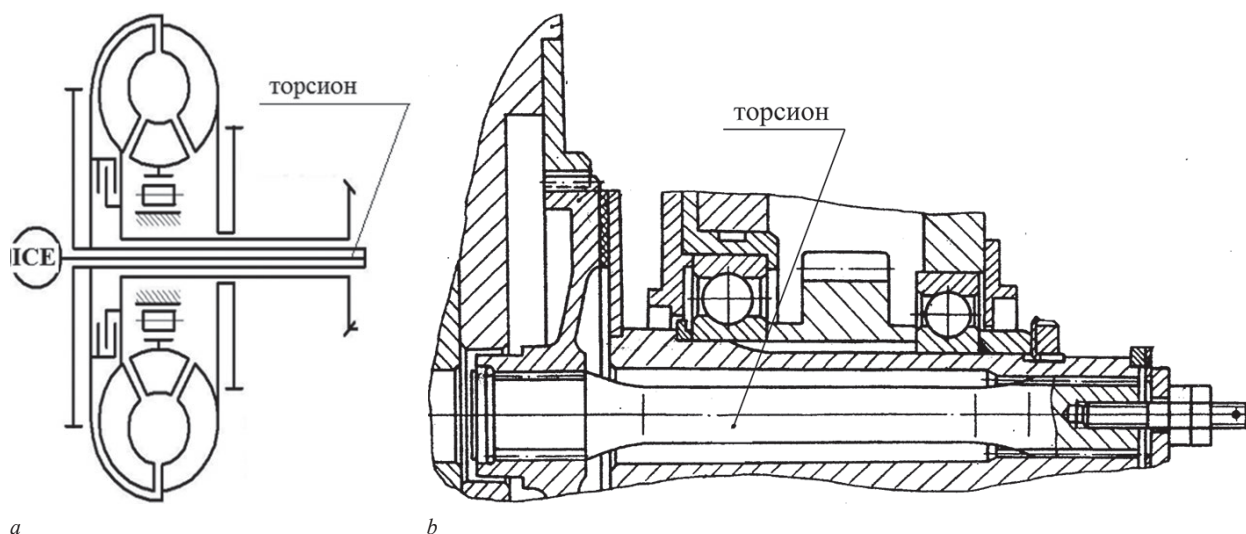
Причиной крутильных колебаний является периодический характер изменения моментов и сил на кривошипно-шатунных массах двигателя. Чем больше цилиндров у двигателя и чем равномернее по углу поворота коленчатого вала двигателя происходят вспышки в цилиндрах, тем в большей степени сглаживается неравномерность крутящего момента на входе в трансмиссию. Однако проблема защиты трансмиссии от крутильных колебаний остается достаточно актуальной для механических и особенно гидромеханических трансмиссий. Крутильные колебания приводят к высокой динамической нагруженности в элементах трансмиссии и ограничению их долговечности.

Большинство фирм-разработчиков транспортных машин при создании моторно-трансмиссионных установок используют специальные дополнительные устройства (демпферы, антивибраторы и другие упругодемпфирующие гасители крутильных колебаний), выполняющие функцию защиты трансмиссии от опасных крутильных колебаний. Зачастую это сочетается с установкой на коленчатом вале больших маховиков, к которым присоединяются демпфирующие устройства. Использование высокоэффективных демпферных устройств приводит к существенному росту массогабаритных показателей МТО. К основным показателям относится объемная мощность МТО, которая существенно влияет на общую массу машины, ее удельную мощность и, следовательно, динамические качества. Наилучшее

значение данного показателя достигается для машин с гибридным ЭСБ. Также для рассматриваемого, наиболее распространенного типа современных гусеничных машин (классический ЭСБ, включающий тепловой двигатель и механическую или гидромеханическую трансмиссию) ведущих мировых производителей этот параметр находится в диапазоне от 260 до 365 л.с./м<sup>3</sup> [1].

Опыт создания и эксплуатации гусеничных и колесных лесопромышленных машин ведущих мировых производителей показал, что при использовании многоцилиндровых двигателей могут применяться альтернативные технические решения защиты силовых передач от крутильных колебаний, не требующие увеличения массогабаритных показателей. В харвестерах и форвардерах шведского и финского производства, как правило имеющих колесную ходовую часть, используются гидростатические трансмиссии. В свою очередь применение упругого торсионного вала между двигателем и трансмиссией нашло распространение при использовании гидродинамических передач. Наиболее эффективно это реализовано в конструкциях колесных машин Курганского завода колесных тягачей, в трансмиссиях гусеничных машин различных российских производителей, например, в бесчokerных трелевочных тракторах МЛ-107 и др. В этих конструкциях торсионный вал располагается внутри центрального отверстия шестерни согласующего редуктора или в длинном полой валу, находящемся внутри гидротрансформатора (ГТ) (рисунок 1). Данное техническое решение позволило на долгие годы решить проблему крутильных колебаний для гидромеханических трансмиссий, работающих, например, с двигателями Ярославского и Барнаульского моторных заводов. При этом защитный торсионный вал не является демпфером в буквальном смысле этого слова. Его роль заключается в выводе основного резонанса главной гармоники в «проходную», нерабочую зону частот вращения вала двигателя (350–500 об/мин), лежащую ниже оборотов холостого хода двигателя. На расчетных режимах работы возбуждение резонансных колебаний происходит лишь при пуске двигателя в кратковременный период «прохода» резонансной зоны. Подобное или близкое к этому техническое решение в настоящее время используется на большинстве машин Российской Федерации и Республики Беларусь. В работах [2, 3] исследована возможность применения торсионных валов в качестве фильтрующих элементов при увеличении мощности дизельного двигателя с учетом ускорения вала в процессах пуска и остановки, оценивается величина максимальных амплитуд динамического момента.

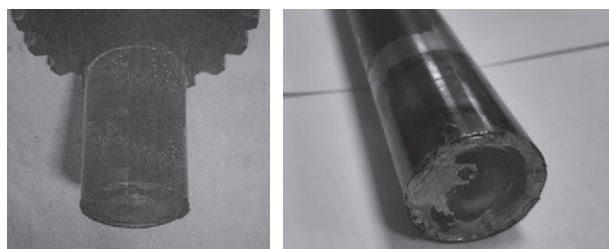
В то же время эксплуатация опытных образцов машин с увеличенной мощностью двигателей и оснащенных новыми интеллектуальными системами управления показала, что в отдельных случаях наблюдаются повторяющиеся отказы и разрушения упругих валов (рисунок 2) на входе в трансмиссию,



**Рисунок 1** — Варианты применения упругого торсионного вала между двигателем и трансмиссией: *a* — торсионный вал расположен внутри ГТ (МП-107); *b* — торсионный вал расположен внутри центрального отверстия шестерни согласующего редуктора (КЗКТ-7428)  
**Figure 1** — Application options for the elastic torsion shaft between the engine and transmission: *a* — torsion shaft is located inside the torque converter (MP-107); *b* — torsion shaft is located inside the central hole of the gear of the matching gearbox (KZKT-7428)

сопрягаемых с ними различных агрегатов двигателя и трансмиссии.

Из-за разрушения упругих валов в вышеприведенных условиях некоторыми специалистами выражается сомнение о возможности применения таких гасителей в ЭСБ с двигателями повышенной мощности. Также авторы данной работы результатами собственных исследований доказывают, что сомнения не обоснованы, а долговечность торсионных валов определяется особенностями формирования нагрузочных режимов ЭСБ современных машин. Ограниченный ресурс упругих валов определяется особенностью их функционирования, заключающейся в возникновении нерасчетных резонансных режимов работы. В существующих методиках проектирования и испытаний трансмиссий эти режимы не учитываются. Изложенное выше не позволяет сделать однозначных выводов о возможности или невозможности применения торсионных валов в ЭСБ с увеличенной мощностью. Неоднозначность выводов обусловлена отсутствием достоверных экспериментальных данных о величинах динамических моментов и условиях возникновения резонансных режимов.



**Рисунок 2** — Малоцикловое разрушение упругих валов трансмиссий при работе на нерасчетных режимах (на резонансных режимах, вызывающих пластические деформации)  
**Figure 2** — Low-cycle destruction of elastic transmission shafts when operating in off-design modes (in resonant modes causing plastic deformations)

Например, в конструкции опытной трансмиссии снегоболотохода ТМ-140 с гидродинамическим трансформатором и гидрообъемным механизмом поворота (ГОП) из-за ограничения его мощности требуемая динамика поворота машины обеспечивается системой раздельного управления торможением, которая может создавать дополнительный поворачивающий момент. Эта система используется при маневрировании (на ограниченных площадках), в тяжелых дорожно-грунтовых условиях (глубокая колея, нагребание грунта). Особенность функционирования данной системы заключается в том, что при недостаточном поворачивающем моменте включается остановочный тормоз отстающего борта. Условием активизации данного режима является поворот штурвала на угол более чем 95 % от максимально возможного значения и одновременном нажатии на педаль управления остановочными тормозами. При такой кратковременной переброске штурвала в положение, соответствующее углу более 95 %, подключается тормоз гусеницы отстающего борта. Это сопровождается перегрузкой двигателя, снижением частоты вращения его вала до 300 об/мин и менее, «зависанием» двигателя в зоне резонанса. Полной остановки двигателя во многих случаях не наступает, поскольку автоматическая система защиты ЭСБ сливает рабочую жидкость из бустеров фрикционов трансмиссии, что приводит к некоторому увеличению оборотов двигателя и его возвращению на резонансный режим, либо к проходу через резонансную зону с незначительным ускорением. Другой комплекс условий, приводящий к разрушению упругих валов, возникает вследствие несогласованности алгоритмов работы контроллера управления двигателем, оснащенного системой управления подачей топлива Common Rail и контроллера управления трансмиссией, в результате чего возникает явление, называемое «конфликтом задач» [4].

Приведенные выше режимы работы ЭСБ являются «нерасчетными» и не учитываются при оценке динамической нагруженности элементов конструкции двигателя и трансмиссии, также это может быть причиной разрушения торсионного вала. Для подтверждения этой гипотезы необходимо с достаточной точностью измерить динамический момент. Однако надежные экспериментальные исследования реальной динамической нагруженности торсионных валов до сих пор не выполнялись из-за сложности измерения динамических моментов при плотной компоновке современных трансмиссий (особенно, как указывалось выше, с гидродинамической передачей, где торсион располагается внутри центрального отверстия шестерни и длинной трубы, а также внутри ГТ). Однако в последнее время, используя возможности современного программно-аппаратного обеспечения, можно измерить динамический момент бесконтактным способом, в том числе и в редуцированных системах с плотной компоновкой.

Целью исследования является расчетно-экспериментальное обоснование применимости упругих торсионных валов между двигателем и трансмиссией в качестве демпфера крутильных колебаний в ЭСБ с дизельными двигателями повышенной мощности.

Задачами исследования являются:

- разработка бесконтактного метода экспериментального определения динамического момента на основе использования современного программно-аппаратного обеспечения;
- определение динамической нагруженности упругого вала, в том числе при нерасчетных режимах нагружения;
- оценка вероятности разрушения упругого вала на «расчетном» и «нерасчетном» режимах.

**Разработка бесконтактного метода экспериментального определения динамического момента.** Одной из задач создания конструкций перспективных ЭСБ транспортных машин и модернизации существующих является экспериментальная оценка динамической нагруженности в процессе ходовых испытаний для оценки корректности допущений, принятых при моделировании, сбора информации для выполнения расчетов на прочность и долговечность.

Известен способ экспериментального определения динамического момента [5], заключающийся в установке на вращающиеся детали ЭСБ транспортных машин тензометрических датчиков, измерительной системы для последующей регистрации и статистической обработки данных. В этом случае требуется введение в измерительную систему устройств для контактной (токосъемники) или бесконтактной (телеметрия) передачи сигналов с датчиков, установленных на вращающихся деталях, и обеспечение их питающим напряжением для последующей обработки. Такой способ характеризуется сложностью измерений и обработки информации, а также ограниченным ресурсом элементов системы.

В современных и перспективных конструкциях транспортных машин создаются бортовые информационно-измерительные управляющие системы (БИИУС), включающие датчики для измерения угловой скорости элементов ЭСБ и формирования управляющих воздействий [6]. Это позволяет определить момент двигателя при известной его внешней скоростной характеристике по измеренным значениям угловой скорости вращения вала двигателя и положения органа управления подачей топлива. Такой способ обеспечивает измерение действующего (статического) момента двигателя, возможность управления движением транспортной машины, диагностику технического состояния, решение других задач, но не позволяет выполнить оценку высокочастотного динамического момента, а также определить источники его формирования. Реальный динамический момент существенно отличается от значения, определенного по алгоритмам расчета, заложенным в БИИУС. Динамический момент содержит высокочастотные составляющие, формируемые механизмами двигателя: КШМ и ГРМ, а также генерируемые динамическими процессами в масляных насосах, ГТ, электрогенераторе, двигателе машины. Эти составляющие не стабильны во времени и наиболее точно определяются спектральной плотностью процесса. Именно динамический момент (его периодические составляющие, характеризующиеся амплитудами, частотами и фазами) определяет долговечность элементов конструкции ЭСБ.

В предлагаемом способе определение динамического момента в элементах ЭСБ осуществляется по результатам обработки измеренного с высокой частотой опроса (свыше 30 кГц) исходного сигнала датчика угловой скорости БИИУС, например, в форме меандра (рисунок 3).

Сущность и новизна способа состоят в определении динамического момента как произведения момента инерции  $i$ -го элемента динамической системы на угловое ускорение:

$$M_q = J_i \cdot \dot{\omega}_i(t),$$

где функция углового ускорения  $\dot{\omega}_i(t)$  определяется по результатам измерения и дифференцирования, выделенных из суммарного сигнала высокочастотных периодических отклонений угловой скорости, наводимых (модулирующих) на несущую частоту импульсов датчиков (частоту прохождения меандра). Полезный (искомый) сигнал модулирующей частоты возникает вследствие функционирования различных механизмов, формирующих возмущающие воздействия. Например, на маховике двигателя таковыми возмущениями могут быть порядковые частоты моторных гармоник двигателя внутреннего сгорания, возмущения от колебаний генератора на собственной частоте, возмущения от ГРМ и масляного насоса двигателя, возмущения от колебаний до-трансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии. При этом аппаратное обеспечение должно

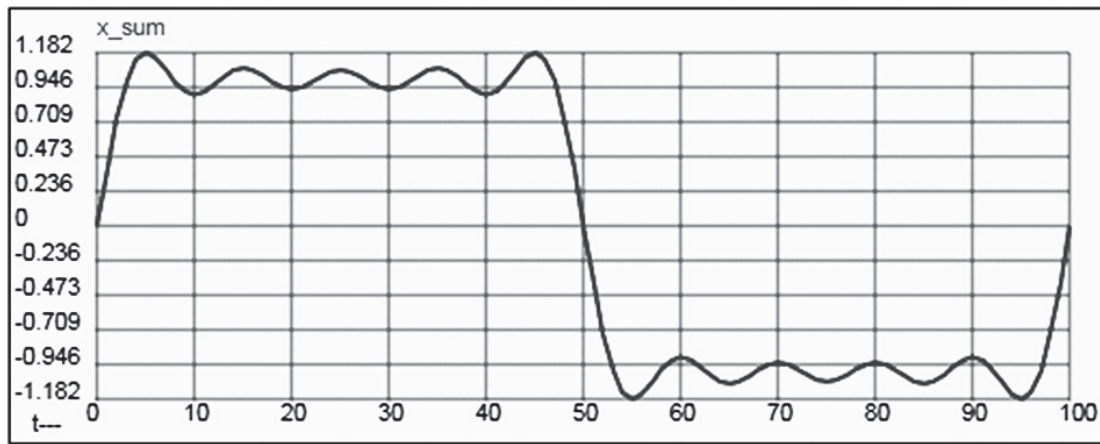


Рисунок 3 — Пример измеренного с высокой частотой исходного сигнала в виде меандра, снимаемого с аналоговой части датчика частоты вращения

Figure 3 — Example of an initial square-wave signal measured with a high frequency taken from the analog part of the speed sensor

в соответствии с теоремой Котельникова–Шеннона [7–9] обеспечивать требуемую частоту опроса датчика, а программа обработки поддерживать функции фильтрации, прямого и обратного преобразования Фурье, циклические функции определения частоты, дифференцирования. [10–12].

Блок-схема алгоритма определения динамического момента в ЭСБ в процессе движения транспортной машины приводится на рисунке 4.

В блоке 1 формируются исходные данные, а в блоке 2 сигнал с датчика частоты вращения вала двигателя оцифровывается и передается на устройство регистрации и обработки. В блоке 3 на основе спектрального анализа сигнала (прямого преобразования Фурье) осуществляется выделение несущей частоты и определение диапазона ее изменения (блок 4). На основе применения циклических функций (вычисления частоты каждого цикла) в блоке 5 определяется временная функция отфильтрованного сигнала (круговая частота модулирующего сигнала, наведенного на несущую частоту (модулируемую)). Дифференцированием и нормированием этой функции (блок 6) определяется угловое ускорение двигателя  $\dot{\omega}_q(t)$  и, соответственно, функция динамического момента. На основе прямого преобразования Фурье (блок 7) определяется амплитудно-частотная функция момента, включающая основные моторные гармоники двигателя, гармонические составляющие, формируемые КШМ и ГРМ двигателя, приводом генератора, колебаниями в трансмиссии. Таким образом, предложенный способ позволяет по исходному сигналу (исходному меандру) датчика угловой скорости вала двигателя определить величину высокочастотного динамического момента и его структурные составляющие.

Полученные значения позволяют определить динамическую нагруженность и прогнозировать вероятностную оценку долговечности элементов ЭСБ транспортной машины, а также определять источник формирования высокочастотных динамических составляющих крутящего момента.

### Определение динамической нагруженности упругого вала, в том числе при нерасчетных режимах нагружения.

Эффективность предлагаемого способа определения динамического момента иллюстрируется на рисунках 5–7. Объектом исследования является опытный образец гусеничного снегоболотохода ТМ-140, оснащенного дифференциальным ГОП. На рисунке 5 показан фрагмент осциллограммы изменения динамической составляющей момента на входном валу трансмиссии. Рисунок 6 иллюстрирует зависимость действующего (статического) момента двигателя от угловой скорости вращения при двух положениях педали подачи топлива:  $\alpha_{пт} = 0,8$  и  $\alpha_{пт} = 0,9$ . Графики построены по результатам измерения угловой скорости вала двигателя  $\omega_q$  и положения органа управления подачей топлива (определяются по CAN — шине БИИУС [13]). Набор  $i$ -х гармонических составляющих динамического момента, в общем случае характеризуемых амплитудой, частотой и фазой ( $A_i$ ,  $\omega_i$  и  $\varphi_i$ ), представлен на рисунке 7. Для рассматриваемого случая максимальное значение динамического момента  $M_q(\varphi_q)$  соответствует третьей гармонике двигателя, являющейся основным возбуждающим источником динамического момента. В других случаях на амплитудно-частотной характеристике могут присутствовать переменные составляющие динамического момента, формируемые механизмами дизельного двигателя (КШМ и ГРМ, приводом генератора, колебаниями в трансмиссии). Данное представление динамического момента (результат обработки сигнала датчика угловой скорости двигателя) дает возможность точно определять и прогнозировать динамическую нагруженность элементов конструкции ЭСБТМ, обоснованно формировать блоки нагружения, отображающие совокупность уровней напряжений и соответствующих им чисел циклов, которые деталь нарабатывает в пределах единицы параметра долговечности.

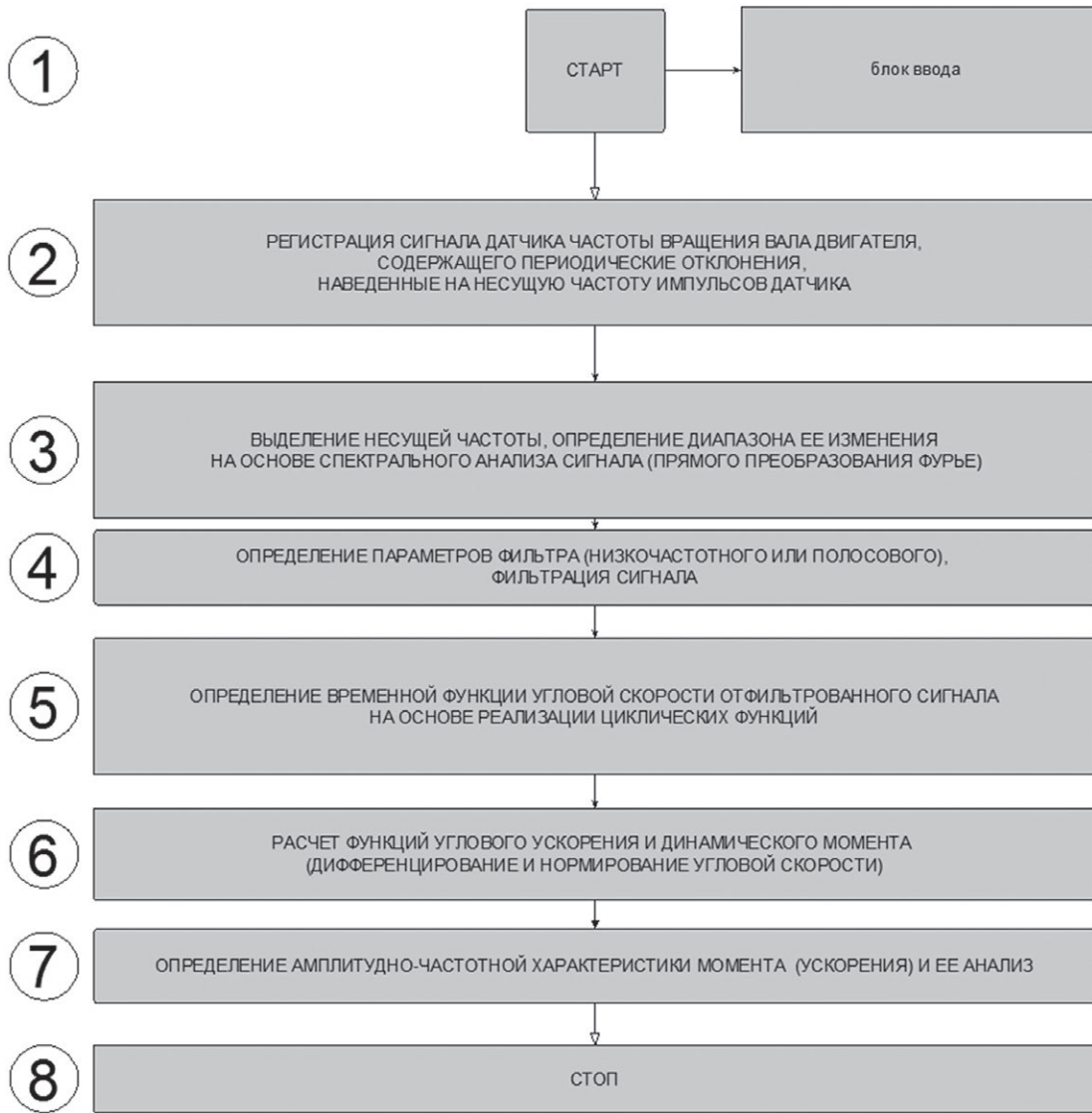


Рисунок 4 — Блок-схема алгоритма определения динамического момента в ЭСБ в процессе движения транспортной машины  
 Figure 4 — Block diagram of the algorithm for determining the dynamic moment in the power unit during the transport vehicle movement

**Оценка вероятности разрушения упругого вала на расчетном и нерасчетном режимах.** Статистическая обработка экспериментальных данных выполнена для двух режимов эксплуатации («расчетного» и «нерасчетного») опытного образца гусеничной машины — снегоболотохода ТМ-140 с гидромеханической трансмиссией и дифференциальным ГОП. Данные режимы характеризуются статистическими характеристиками напряжений максимумов  $m_{\sigma_m}$  и  $\sigma_{\sigma_m}$  — математическим ожиданием и среднеквадратическим отклонением (таблица). Расчетный режим учитывает напряжения, формируемые с учетом вероятностной оценки движения по передачам в различных дорожно-грунтовых условиях, работу в режиме «нейтраль», при пуске-остановке двигателя. Нерасчетный режим характеризуется работой на оборотах двигателя, соответствующих резонансу, возбуждаемому при раздельном управлении торможением в процессе маневрирования машины. В обоих случаях плотность распределения максимумов определяется по формуле Райса [14]:

$$f(\sigma_m) = \frac{1}{\sigma_{\sigma_m} \sqrt{2\pi}} \left[ \vartheta \cdot e^{-\frac{\left(\frac{\sigma_m - m_{\sigma_m}}{\sigma_{\sigma_m}}\right)^2}{2 \cdot \vartheta^2}} + \sqrt{2\pi(1 - \vartheta^2)} \cdot \left(\frac{\sigma_m - m_{\sigma_m}}{\sigma_{\sigma_m}}\right) \cdot e^{-\frac{\left(\frac{\sigma_m - m_{\sigma_m}}{\sigma_{\sigma_m}}\right)^2}{2}} \cdot F(\sigma_m) \right] \quad (1)$$

Интеграл вероятностей максимумов напряжений определяется выражением [15]

$$F(\sigma_m) = \frac{1}{2} \cdot erf \left( \frac{\sqrt{2 \left( \frac{\sqrt{1 - \vartheta^2}}{\vartheta} \cdot \left( \frac{\sigma_m - m_{\sigma_m}}{\sigma_{\sigma_m}} \right) \right)}}{2} \right) + \frac{1}{2},$$

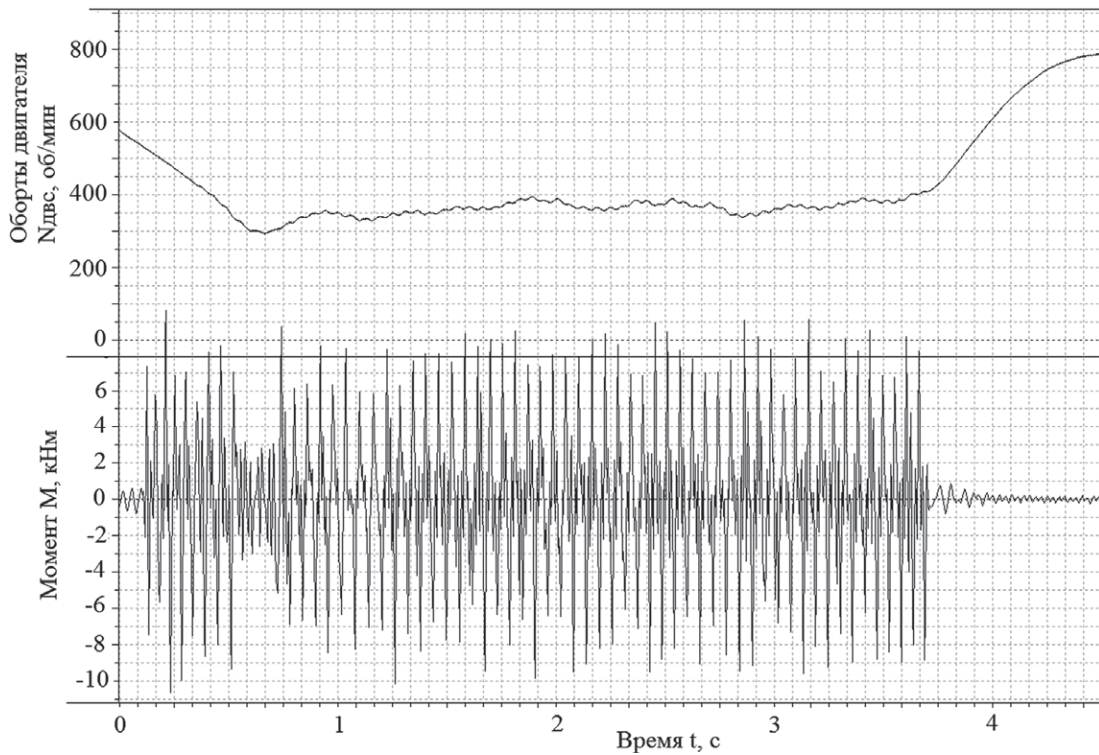


Рисунок 5 — Фрагмент осциллограммы изменения динамической составляющей момента на входном валу трансмиссии  
 Figure 5 — Oscilloscope fragment of the change in the torque dynamic component on the input shaft of the transmission

где  $erf$  — функция Крампа (функция ошибок [16]);

$$\vartheta^2 = 1 - \beta^2, \quad (\beta = \frac{\sigma_{\sigma_m}^2}{\sigma_{\sigma_m} \cdot \sigma_{\ddot{\sigma}_m}}, \text{ где } \beta \text{ — коэффициент}$$

сложности структуры процесса;  $\sigma_m$  — напряжение максимумов;  $\sigma_{\sigma_m}$ ,  $\sigma_{\dot{\sigma}_m}$ ,  $\sigma_{\ddot{\sigma}_m}$  — среднеквадратические отклонения напряжения максимумов, его первой и второй производных).

Расчет вероятности наступления мгновенных отказов от действия перегрузок определяется по теореме А.Р. Ржаницына о вероятностной оценке знака величины  $S = R - Q$ , где  $R$  и  $Q$  — случайные значения характеристик прочности и нагруженности [17]. Событие  $S < 0$  соответствует случаю разрушения от действия перегрузок, а значение  $S > 0$  — неразруше-

нию конструкции. Следовательно, вероятность разрушения конструкции определяется выражением

$$P(S < 0) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\sigma_m) \cdot F_R(\sigma_\tau), \quad (2)$$

где  $f(\sigma_m)$  — плотность распределения напряжения максимумов, определенная по формуле (1);  $F_R(\sigma_\tau)$  — функция распределения характеристик прочности материала.

Для рассматриваемого случая  $R$  определяется математическим ожиданием  $m_{\sigma_\tau} = 760$  МПа и среднеквадратическим отклонением  $\sigma_{\sigma_\tau} = 38$  МПа допустимого касательного напряжения для стали 45ХН2МФА, из которой изготовлен входной тор-

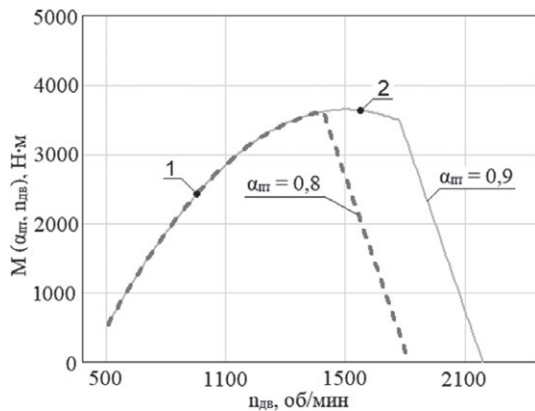


Рисунок 6 — Зависимость действующего (статического) момента двигателя от угловой скорости вращения при двух положениях педали подачи топлива  $\alpha_{пр} = 0,8$  и  $\alpha_{пр} = 0,6$   
 Figure 6 — Dependence of the acting (static) engine torque on the angular velocity of rotation at two positions of the fuel supply pedal  $\alpha_{пр} = 0,8$  and  $\alpha_{пр} = 0,6$

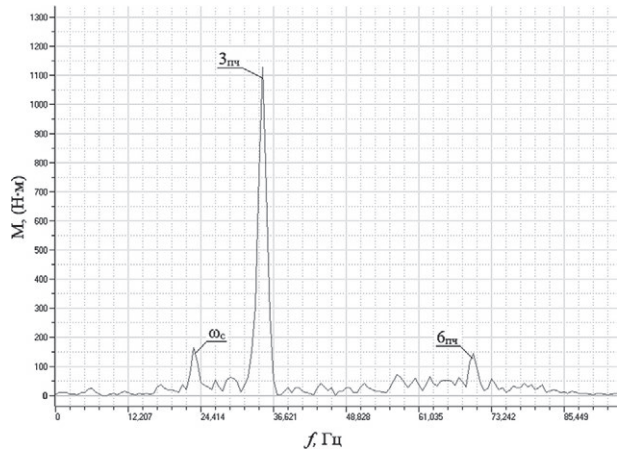


Рисунок 7 — Пример амплитудно-частотной характеристики динамического момента ( $i$ -х переменных составляющих), определенной предлагаемым расчетно-экспериментальным методом  
 Figure 7 — Example of the amplitude-frequency characteristic of a dynamic moment ( $i$ -th variable components) determined by the proposed computational and experimental method

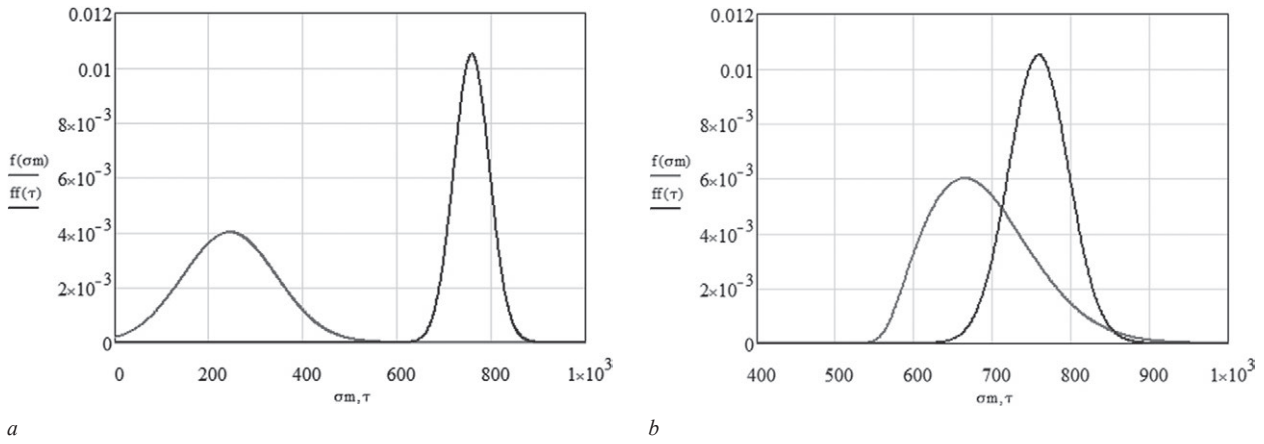


Рисунок 8 — Функции плотностей распределения максимумов напряжений для расчетного (а) и нерасчетного (б) режимов нагружения  
 Figure 8 — Functions of the distribution densities of stress maxima for design (a) and off-design (b) loading modes

сионный вал. Параметр  $Q$  определяется по результатам обработки экспериментальных данных по выше изложенному алгоритму. Результаты статистического анализа процесса распределения напряжений максимумов сведены в таблицу.

Как следует из таблицы, «расчетному» режиму соответствует коэффициент сложности структуры процесса  $\beta$ , значения которого находятся в диапазоне  $0,0 \dots 0,15$ . В этом случае закон Райса превращается в нормальный закон распределения. На нерасчетном режиме работы коэффициент сложности структуры процесса  $\beta$  близок к 1, что свидетельствует об узкополосном, знакопеременном и резонансном нагружении, описываемом законом Рэлея. Функции плотностей распределения максимумов напряжений для расчетного и нерасчетного режимов нагружения, а также плотность распределения характеристики прочности материала показаны на рисунке 8.

Из приведенных данных следует, что при расчетных режимах нагружения вероятность мгновенного разрушения от перегрузок не превышает  $2,9 \cdot 10^{-7}$ , что подтверждает возможность использования торсионных валов в энергосиловых блоках перспективных транспортных машин с повышенной мощностью двигателя. Также при возбуждении нерасчетных режимов нагружения вероятность мгновенного разрушения от перегрузок достигает 0,26. С учетом того, что данный результат получен для динамической системы, упруго-инерционные параметры которой выбраны в полном соответствии с существующими типовыми методиками расчета, он является шокирующим. Это обстоятельство требует особого внимания к вопросу исключения «нерасчетных» режимов работы, возникающих вследствие явления «конфликта задач» в современных мехатронных системах,

а обеспечение заданного ресурса, в частности торсионных валов в ЭСБ повышенной мощности, требует разработки технических решений, исключающих нерасчетные режимы нагружения.

**Выводы.** 1. Проведенными исследованиями выявлено, что несовершенство алгоритмов функционирования новых интеллектуальных систем, применяемых в современных транспортных машинах, приводит к возникновению «нерасчетных» режимов работы, являющихся следствием возникновения так называемого феномена «конфликта задач». В рамках выполненного исследования данный феномен проявился в процессе пуска двигателя и маневрирования машины на ограниченных площадках в режиме «раздельного торможения», что привело к возбуждению резонансных режимов и высокой динамической нагруженности.

2. На основе использования современного программно-аппаратного обеспечения разработан расчетно-экспериментальный метод определения и анализа крутящего момента в ЭСБ транспортной машины, заключающийся в раздельном вычислении установившейся и динамической составляющих момента двигателя и их последующем суммировании. Установившаяся составляющая определяется по внешней и регуляторной характеристикам двигателя в зависимости от положения органа управления подачи топлива и частоты вращения вала двигателя. Динамическая составляющая определяется как векторная сумма периодических составляющих, выделяемых на основе преобразования Фурье функции углового ускорения вала двигателя и соответственно функции динамического момента. Данное представление динамического момента (результат обработки сигнала датчика угловой скорости двигателя) дает

Таблица — Результаты статистического анализа процесса распределения напряжений максимумов  
 Table — Results of statistical analysis of the distribution process of stress maxima

Режим нагружения	Коэффициент сложности структуры процесса $\beta$	Математическое ожидание максимумов процесса нагружения $m_{\sigma_m}$ , МПа	Среднеквадратическое отклонение максимумов процесса нагружения $\sigma_{\sigma_m}$ , МПа
Расчетный	0,15	216,60	98,00
Нерасчетный	0,90	339,50	260,00



возможность точно определять и прогнозировать динамическую нагруженность элементов конструкций энергосилового устройства, обоснованно формировать блоки нагружения, отображающие совокупность уровней напряжений и соответствующих им чисел циклов, которые деталь нарабатывает в пределах единицы параметра долговечности.

3. По результатам исследования установлено, что в ЭСБ перспективных машин с повышенной мощностью двигателя в случае возникновения явления «конфликта задач» могут возникать динамические нагрузки, многократно превышающие расчетные значения. Применительно к объекту исследования (снегоболотоход ТМ-140) данное явление возникает в процессе пуска двигателя и маневрирования машины на ограниченных площадках в режиме «раздельного торможения». В этом случае вероятность мгновенного разрушения составляет 0,26, что является недопустимым. Установлено, что в случае исключения данного явления в качестве упругого элемента, соединяющего двигатель с трансмиссией, могут быть использованы торсионные валы без дополнительных диссипативных устройств.

### Список литературы

1. Электромеханическая трансмиссия для военной гусеничной машины с гибридной силовой установкой / О.А. Усов [и др.] // Научно-технические ведомости СПбПУ. — 2015. — № 2(219). — С. 167–174. — DOI: <https://doi.org/10.5862/JEST.219.18>.
2. Белоутов, Г.С. Математическая модель расчета динамических нагрузок во входных элементах трансмиссии при проходе резонансной зоны в процессе запуска двигателя / Г.С. Белоутов, И.В. Быков // Актуальные проблемы защиты и безопасности: тр. XVII Всерос. науч.-практич. конф. РАРАН, 1–4 апр. 2014 г. — М.: Изд-во ФБГУ «Российская академия ракетных и артиллерийских наук», 2014. — С. 142–149.
3. Taratorkin, I. Oscillation damping in the power unit when starting the engine equipped with the Common Rail system / I. Taratorkin, V. Derzhanskii, A. Taratorkin // MATEC Web of Conferences. — 2018. — Vol. 224, 02037. — DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402037>.
4. Bosch. Системы управления дизельными двигателями: пер. с нем., первое рус. издание. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. — 480 с.
5. Шушкевич, В.А. Основы электротензометрии / В.А. Шушкевич. — Минск: Выш. шк., 1975. — 352 с.
6. Щербин, А.М. Современные бортовые информационно-управляющие системы автомобильной техники / А.М. Щербин // Журнал автомобильных инженеров. — 2015. — № 3(92). — С. 26–29.
7. Котельников В.А. Теория потенциальной помехоустойчивости / В.А. Котельников. — М.: Государственное энергетическое изд-во, 1956. — 152 с.
8. Основоположник отечественной засекреченной телефонной связи / Н.Н. Андреев [и др.] // Радиотехника. — 1998. — № 8. — С. 8–12.
9. Shannon, C.E. A Mathematical Theory of Communication / C.E. Shannon // Bell System Technical Journal. — 1948. — Vol. XXVII, no. 3. — Pp. 379–423. — DOI: <https://doi.org/10.1002/j.1538-7305.1948.tb01338.x>.
10. Gaydecki, P. Foundations of Digital Signal Processing: Theory, algorithms and hardware design / P. Gaydecki // The Institution of Engineering and Technology. — 2004. — 462 p.
11. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for non-linear and non-stationary time series analysis / N.E. Huang [et al.] // Proceedings of the Royal Society A. — 1998. — Vol. 454, iss. 1971. — DOI: <http://doi.org/10.1098/rspa.1998.0193>.
12. Программное обеспечение PowerGraph: руководство пользователя [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.powergraph.ru>. — Дата доступа: 20.09.2022.
13. Vehicle Application Layer (through December 2004): SAE J1939-71 / Society of Automotive Engineers. — 2004.
14. Rice, S.O. Mathematical analysis of random noise / S.O. Rice // Bell Syst. Tech. J. — 1944. — Vol. 23, iss. 3. — Pp. 282–332. — DOI: <https://doi.org/10.1002/j.1538-7305.1944.tb00874.x>.
15. Болотин, В.В. Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений / В.В. Болотин. — М.: Стройиздат, 1971. — 255 с.
16. Abramowitz, M. Handbook of Mathematical Functions with Formulas, Graphs and Mathematical Tables / M. Abramowitz, I.A. Stegun. — Washington: National Bureau of Standards, 1972. — 1062 p.
17. Ржаницын, А.Р. Теория расчета строительных конструкций на надежность / А.Р. Ржаницын. — М.: Стройиздат, 1978. — 239 с.

**TARATORKIN Igor A., D. Sc. in Eng., Prof.**

Chief Researcher, Head of the Department of Mechanics of Transport Vehicles<sup>1</sup>

Professor of the Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics<sup>2</sup>

E-mail: [ig\\_tar@mail.ru](mailto:ig_tar@mail.ru).

**DERZHANSKII Victor B., D. Sc. in Eng., Prof.**

Leading Researcher<sup>1</sup>

Head of the Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics<sup>2</sup>

E-mail: [dvb\\_47@mail.ru](mailto:dvb_47@mail.ru)

**TARATORKIN Alexander I., Ph. D. in Eng.**

Researcher<sup>1</sup>

E-mail: [alexander\\_tar@mail.ru](mailto:alexander_tar@mail.ru)

**VOLKOV Alexander A., Ph. D. in Eng.**

Software Engineer<sup>1</sup>

Associate Professor of the Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics<sup>2</sup>

E-mail: [al\\_volkov14@mail.ru](mailto:al_volkov14@mail.ru)

<sup>1</sup>Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russian Federation

<sup>2</sup>Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation

## COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF DYNAMIC LOADING OF POWER UNIT OF A TRANSPORT VEHICLE

The article presents the results of a computational and experimental study of the dynamic loading of the transmission of a transport vehicle with an increased power diesel engine. The novelty of the study is substantiated in the scientifically based applicability of elastic torsion shafts between the engine and transmission as a torsional vibration damper; as well as in the development of a new experimental definition of the dynamic value of torque based on the principle of modulation of high-frequency oscillations of the signal of standard pulse speed sensors by modulating vibrations occurring in the power unit of the transport vehicle. As a result, the main calculated motor-frequency function of acceleration (torque) is obtained, including engine harmonics, harmonic components formed by the mechanisms of the connecting rod-piston and gas distribution mechanisms of the engine, the generator drive, vibrations in the transmission, etc. It is established that the reason for the limitation of the durability of torsion shafts is their operation in off-design modes due to the occurrence of a phenomenon called "task conflict". On the basis of probabilistic calculations, a high comparative assessment of the probability of sudden fracture of elastic shafts at design and off-design loading modes is carried out. Based on the research results, a conclusion is made on the applicability of torsion shafts as dampers of torsional vibrations in the power unit with increased power.

**Keywords:** dynamic loading, power unit, tracked vehicle, off-design mode, task conflict, modulation

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-28-37>

### References

1. Usov O.A., Gusev M.N., Loyko A.V., Makarov A.S. Elektromekhanicheskaya transmissiya dlya voennoy gusenichnoy mashiny s gibridnoy silovoy ustanovkoy [Electromechanical transmission for military tracked vehicle with hybrid power plant]. *St. Petersburg State Polytechnical University journal*, 2015, no. 2(219), pp. 167–174 (in Russ.).
2. Beloutov G.S., Bykov I.V. Matematicheskaya model rascheta dinamicheskikh nagruzok vo vkhodnykh elementakh transmissii pri prokhode rezonansnoy zony v protsesse zapuska dvigatelya [Mathematical model for calculating dynamic loads in the input elements of the transmission during the passage of the resonant zone during engine start]. *Trudy 17 Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii RARAN "Aktualnye problemy zashchity i bezopasnosti"* [Proc. 17th All-Russian scientific and practical conference of the Russian Academy of Rocket and Artillery Sciences "Topical issues of protection and security"]. Moscow, 2014, pp. 142–149 (in Russ.).
3. Taratorkin I., Derzhanskii V., Taratorkin A. Oscillation damping in the power unit when starting the engine equipped with the Common Rail system. *MATEC web of conferences*, 2018, vol. 224. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402037>.
4. *Dieselmotor-Management*. Stuttgart, Robert Bosch GmbH, 2002.
5. Shushkevich V.A. *Osnovy elektrotenzometrii* [Fundamentals of electrotenometry]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1975. 352 p. (in Russ.).
6. Shcherbin A.M. Sovremennye bortovye informatsionno-upravlyayushchie sistemy avtomobilnoy tekhniki [Modern on-board information and control systems of automotive technology]. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 2015, no. 3(92), pp. 26–29 (in Russ.).
7. Kotelnikov V.A. *Teoriya potentsialnoy pomekhoustoychivosti* [Theory of potential noise immunity]. Moscow, Gosudarstvennoe energeticheskoe Publ., 1956. 152 p. (in Russ.).
8. Andreev N.N., et al. Osnovopolozhnik otechestvennoy zasekrennoy telefonnoy svyazi [Founder of domestic secure voice communication]. *Radiotekhnika*, 1998, no. 8, pp. 8–12 (in Russ.).
9. Shannon C.E. A mathematical theory of communication. *Bell system technical Journal*, 1948, vol. XXVII, no. 3, pp. 379–423. DOI: <https://doi.org/10.1002/j.1538-7305.1948.tb01338.x>.
10. Gaydecki P. *Foundations of digital signal processing: theory, algorithms and hardware design*. The Institution of Engineering and Technology, 2004. 462 p.
11. Huang N.E., et al. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis. *Proceedings of the Royal Society A*, 1998, vol. 454, iss. 1971. DOI: <http://doi.org/10.1098/rspa.1998.0193>.
12. *Programmnoe obespechenie "PowerGraph"* [PowerGraph software]. Available at: <http://www.powergraph.ru> (accessed 20 September 2022) (in Russ.).
13. SAE J1939-71. *Vehicle application layer*. Society of Automotive Engineers, 2004.
14. Rice S.O. Mathematical analysis of random noise. *Bell system technical journal*, 1944, vol. 23, iss. 3, pp. 282–332. DOI: <https://doi.org/10.1002/j.1538-7305.1944.tb00874.x>.
15. Bolotin V.V. *Primenenie metodov teorii veroyatnostey i teorii nadezhnosti v raschetakh sooruzheniy* [Application of methods of probability theory and reliability theory in calculations of structures]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1971. 255 p. (in Russ.).
16. Abramowitz M., Stegun I.A. *Handbook of mathematical functions with formulas, graphs, and mathematical tables*. Washington, National Bureau of Standards, 1972. 1062 p.
17. Rzhantsyn A.R. *Teoriya rascheta stroitelnykh konstruksiy na nadezhnost* [Theory of calculation of building structures for reliability]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1978. 239 p. (in Russ.).