

DOI: [10.34220/2311-8873-2023-3-3-87-97](https://doi.org/10.34220/2311-8873-2023-3-3-87-97)



УДК 629; 656.025.4

UDC 629; 656.025.4

2.9.5 – эксплуатация автомобильного транспорта

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НА СТЕНДЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И ВЛИЯНИЯ НА НИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ДЕФЕКТОВ

DETERMINATION ON THE STAND OF THE VIBRATION CHARACTERISTICS OF THE FUNCTIONING OF GEARBOX BEARINGS AND THE INFLUENCE OF OPERATIONAL DEFECTS ON THEM

✉¹ **Лелиовский Константин Ярославич**, к.т.н., доцент, кафедра «Строительные и дорожные машины», Нижегородский государственный технический университет им. Алексеева, г. Нижний Новгород, e-mail: kleliovskiy@mail.ru

✉¹ **Leliovsky Konstantin Yaroslavich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of "Construction and Road Machines", Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, Nizhny Novgorod, e-mail: kleliovskiy@mail.ru

Молев Юрий Игоревич, д.т.н., доцент, кафедра «Строительные и дорожные машины», Нижегородский государственный технический университет им. Алексеева, г. Нижний Новгород, e-mail: moleff@yandex.ru

Molev Yuri Igorevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Department of "Construction and Road Machines", Nizhny Novgorod State Technical University named after Alekseev, Nizhny Novgorod, e-mail: moleff@yandex.ru

Аннотация. Функционирование механических агрегатов транспортных средств, в частности, трансмиссии, связано с протеканием процессов изнашивания, приводящим к изменениям конструкционных параметров их элементов. К ним относятся уменьшение геометрических размеров и форм, вызывающих появление чрезмерных вибраций и биений. Исследование характеристик вибраций может послужить основанием для выявления различных дефектов и повреждений, возникающих при их эксплуатации, а также определения их степени. Наиболее рациональными, с этой точки зрения, представляются испытания на стенде.

Annotation. The functioning of mechanical units of vehicles, in particular, the transmission, is associated with the course of wear processes, leading to changes in the structural parameters of their elements. These include a reduction in geometric dimensions and shapes, leading to the appearance of excessive vibrations and beats. The study of vibration characteristics can serve as a basis for identifying various defects and damages that occur during their operation, as well as determining their degree. The most rational, from this point of view, are the tests on the stand.

Ключевые слова: ВИБРОДИАГНОСТИКА, МОТОРНЫЙ СТЕНД, ИЗНАШИВАНИЕ, ХАРАКТЕРИСТИКА ОГИБАЮЩЕЙ СПЕКТРА, РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ.

Keywords: VIBRATION DIAGNOSTICS, MOTOR STAND, WEAR, CHARACTERISTIC OF THE ENVELOPE OF THE SPECTRUM, LOADING MODES.

¹ Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

Рассматриваемые в данной статье диагностические мероприятия предполагают запись вибрационных сигналов агрегатов трансмиссии, элементы конструкции которых пребывают, в исправном техническом состоянии, а также дефектном и предотказном [9,10]. Объектом экспериментальных исследований выбирается транспортно-технологическое средство ТТС 33071 «Кержак», эксплуатирующееся в условиях бездорожья, его трансмиссия, и в частности, пятиступенчатая коробка передач, изготавливаемая на ОАО «Русские моторы» ОАО «Группа «ГАЗ». Для сопоставимости результатов численных и натурных испытаний, были выбраны одинаковые параметры нагружения.

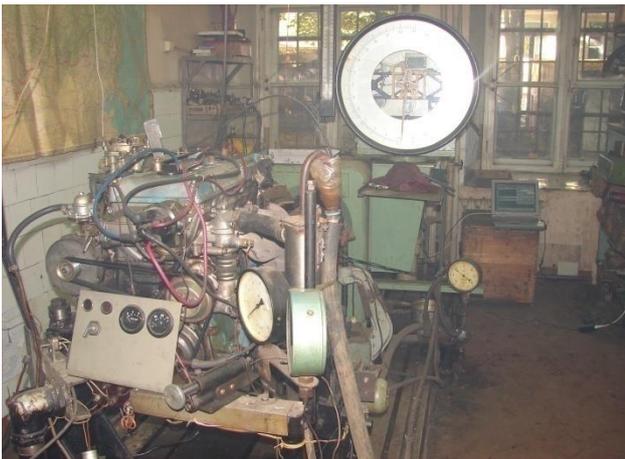


Рисунок 1 – Моторный стенд

Эксперименты проводились на моторном стенде с гидравлическим нагружающим устройством (рис. 1). Он даёт возможность создавать нагрузку на изучаемую коробку передач крутящим моментом посредством двигателя внутреннего сгорания и нагружающим моментом сопротивления, соответствующим возникающему при движении реального транспортного средства по дорогам. Преимуществом такого способа является то, что режимы нагружения наиболее близки к тем, которые возможно получить при пробеговых испытаниях. При этом помехи, неизбежно возникающие при движении транспортного средства по опорному основанию, в данном случае не будут влиять на регистрируемые вибрационные сигналы. Это позво-

лит преодолеть такой характерный недостаток косвенных методов, к которым относится и вибродиагностический, как невысокая помехоустойчивость [12]. В ходе описываемых в статье испытаний также проводилась проверка адекватности разработанной в ходе исследования математической модели. Проверяемыми показателями являлись: частота и амплитуда вибраций, их форма и вид. Самым распространенным и, одновременно, простым из существующих способов проверки адекватности модели является способ на основе подачи известного входного воздействия и регистрации реакции отклика на выходе. По их параметрам судят о функциональных характеристиках системы [18,20]. Одним из наиболее эффективных способов является подача импульсного воздействия. Оно, как правило, возбуждает в механической колебательной системе сложные затухающие колебания в определенном диапазоне частот. Длительность подаваемого импульса и ширина его спектра, как правило, бывают взаимосвязаны. Для приемлемого по достоверности выявления технического состояния объекта требуется, чтобы ширина спектра возмущающего воздействия была не менее ширины спектра собственных колебаний системы, в пределах которой, как правило, находятся все существенные частоты. Учитывая характеристики измерительного комплекса предельная частота составляла $f_{max} = 10$ кГц. При этом продолжительность единичной записи реализации составит 1 с. Обработка полученного первичного информационного сигнала осуществляем в соответствии со следующей методикой.

2 Материалы и методы

1. На моторный стенд монтируется коробка передач, параметры технического состояния элементов которой находятся в нормативных пределах.
2. На исследуемую коробку передач устанавливаются вибродатчики, подключаемые к измерительному комплексу, включающему в себя: внешний анализатор сигналов со

встроенной платой аналого-цифрового преобразования, а затем - к ноутбуку, питаемому от сети 220 В.

3. Двигатель стенда запускается, в трансмиссию поступает возмущающее воздействие (крутящий момент).

4. Производится имитация нагружения от дороги при помощи гидродинамической муфты, (тормозящего устройства).

5. Посредством присоединенного к коробке передач измерительного комплекса осуществляется измерение вибрационных характеристик. Специальное программное обеспечение комплекса осуществляет необходимую обработку сигналов.

6. Изменение крутящего момента производится путем изменения оборотов коленчатого вала двигателя, т.е. подбором цикловой подачи топлива.

7. Изменением гидравлического сопротивления в тормозящем устройстве (повышение напора подаваемой в его полость жидкости) реализуют подбор нагружающего воздействия, имитирующего нагрузку от дороги. Затем повторяют действия п.5, согласно принятой программе испытаний.

8. Проводится сохранение вибрационных характеристик работы коробки передач с заведомо технически исправным состоянием в памяти ноутбука. Должны быть сохранены спектры вибросигнала на всех ступенях в диапазонах, эквивалентных штатным. Данные спектры можно принимать в качестве опорных.

9. Агрегат демонтируется со стенда. После этого на него устанавливается коробка передач, имеющая дефект, известный заранее, (повышенный износ зубьев, скол, дефекты подшипников и др.). В случае расширенных испытаний допускается монтаж коробок передач с комбинацией различных дефектов (например, излом сепаратора подшипника совместно со сколом зуба, повышенный износ зубьев совместно с износом беговых дорожек подшипника и т.п.).

10. Повторяются действия, приведенные в пунктах 3-7.

11. Проводится сохранение вибрационных характеристик работы коробки передач с заведомо технически неисправным состоянием в памяти ноутбука. Должны быть сохранены спектры вибросигнала на всех ступенях в диапазонах, эквивалентных штатным, с заранее известными неисправностями. На их базе, впоследствии, проводится классификация исследуемых дефектов по вибрационным характеристикам, (определяются характерные частоты и амплитуды).

12. Происходит формирование исходных данных для последующей обработки их посредством нейросетевых алгоритмов.

13. В дополнительном программном модуле измерительного комплекса, (в ноутбуке), формируется нейронная сеть для ускоренного распознавания образа спектра. На её вход подаются спектры значений среднеквадратичных отклонений амплитуд вибросигнала. На выходе получают значение вероятностей присутствия в исследуемой коробке передач различных дефектов и повреждений.

14. Делается заключение о точности оценки нейронной сетью наличия дефекта или повреждения.

15. Устанавливается на моторный стенд коробка передач с неизвестным заранее техническим состоянием.

16. Выполняются мероприятия, приведенные в пунктах 2-7.

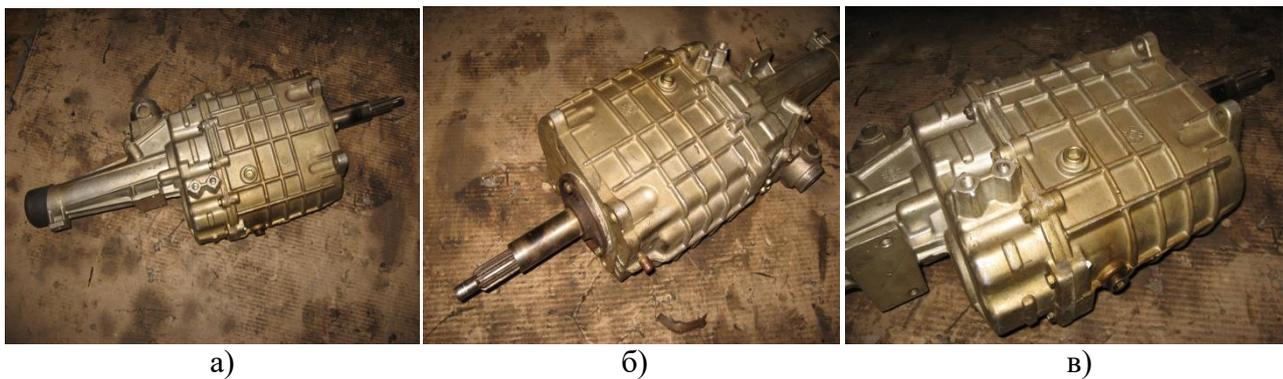
17. Выполняются мероприятия, приведенные в пунктах.13-14.

18. Осуществляется демонтаж со стенда исследуемой коробки передач с заранее неизвестным техническим состоянием. Проводится её разборка с обязательной метрологической проверкой и дефектовкой. В ходе этого дополнительно проверяется точность диагноза, даваемого нейронной сетью.

19. При проведении данного цикла действий проводим отработку методики вибродиагностики агрегатов трансмиссии (в частности, коробок передач).

3 Результаты исследований

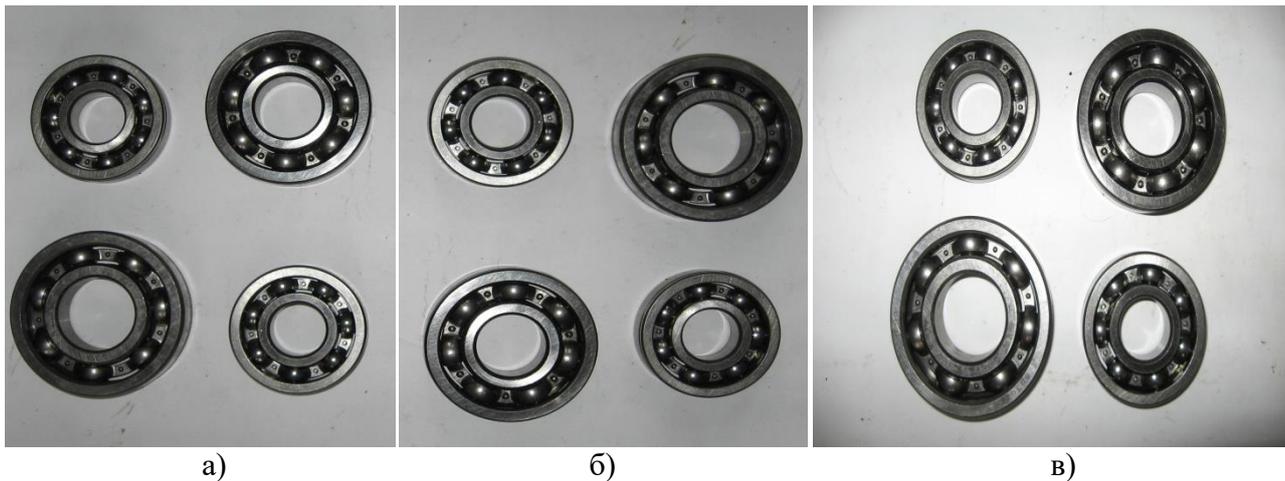
Изучение изменения вида спектральных характеристик в зависимости от присутствия того или иного дефекта было реализовано на агрегатах, приведенных на рис. 2. На них изучался характер изменения графиков огибающей энергетического спектра амплитуд мощности вибраций при наличии эксплуатационных дефектов, а также дефектов, обусловленных погрешностями сборки, вероятными при их изготовлении или сборке в ходе ремонта. Наиболее характерным для данных испытаний был выбран следующий режим: обороты коленчатого вала двигателя поддерживались вблизи уровня $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$. Это обусловлено тем, что крутящий момент двигателя ЗМЗ-406, входящего в состав моторного стенда при таких оборотах: $T_B = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что является для него максимальным. Момент нагружающего сопротивления, создаваемым гидравлическим тормозом, $T_{Hf} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$.



а - коробка передач с неизвестным техническим состоянием элементов; *б* - коробка передач, на которую устанавливались подшипники с различным техническим состоянием; *в* - подменная коробка передач, на которую при испытаниях устанавливались подшипники с различным техническим состоянием

Рисунок 2 – Исследуемые коробки передач

Предварительно делались фотографии каждой группы изношенных подшипников, что было установлено предварительно метрологическими средствами и методами. Определялся вид дефекта или повреждения и степень его развития. На рис. 3 и в табл. 1 приведены их внешний вид и основные технические данные, полученные при метрологической проверке. На рис. 3, в частности, представлены: задние подшипники промежуточного и вторичного вала исследуемой коробки передач. Согласно данным, приведенным в табл. 1, можно сделать вывод о том, что исследуемые подшипники находятся в удовлетворительном работоспособном состоянии, степень изнашивания их элементов не предельная. Следует заметить, что при описываемых испытаниях, техническое состояние зубчатых колес исследуемых коробок передач было нормативным. Это необходимо для исключения их влияния.



а - 10%; б - 20%; в - 30%.

Рисунок 3 – Подшипники В6-50907АКШ; В6-50706УШ1; В6-50307А1Е с величиной износа тел качения в сравнении с нормативной

Таблица 1 - Основные геометрические характеристики исследуемых подшипников

| Наименование параметра | В6-50907АКШ | В6-50706УШ1 | В6-50307А1Е |
|---------------------------|-------------|-------------|-------------|
| Диаметр наружной обоймы | 62,080 мм | 82,150 мм | 80,000 мм |
| Диаметр внутренней обоймы | 25,490 мм | 36,980 мм | 34,570 мм |
| Ширина подшипника | 17,000 мм | 22,000 мм | 21,000 мм |
| Диаметр тел качения: | | | |
| - нормативный | 12,000 мм | 16,000 мм | 15,000 мм |
| - на рис. 3 а | 11,880 мм | 15,840 мм | 14,850 мм |
| - на рис. 3.б | 11,760 мм | 15,680 мм | 14,700 мм |
| - на рис. 3 в | 11,640 мм | 15,520 мм | 14,550 мм |

Подшипники коробки передач, приведённой на (рис. 2,б), установленные в опорах валов, были заменены образцами, показанными на (рис. 3). После чего была проведена окончательная сборка и произведён её монтаж на моторный стенд. Затем были проведены испытания согласно изложенной выше методике и обработка полученной диагностической информации. Её, как это было указано выше, можно признать универсальной, позволяющей с некоторыми корректировками выявлять широкий ряд дефектов и повреждений коробок передач. Ниже приведены примеры графиков среднеквадратичных значений амплитуд спектра мощности вибраций исследуемых коробок передач с имеющимися известными неисправностями подшипниковых узлов. Замеры осуществлялись на 3-й передаче, использование которой при движении транспортного средства наиболее частое. Для наглядности сравнения графики спектров мощности вибросигнала, полученные в ходе стендового эксперимента приведены в наложении на аналогичные графики, полученные расчётом, в ходе вычисления в среде *MathLAB* эквивалентной динамической модели, составленной посредством реализации уравнения аналитической механики.

Затем на стенде было исследовано влияние отклонений от соблюдения технологии сборки рассматриваемых коробок передач, как правило, имеющих место при неграмотном ремонте. Наиболее частыми из них являются: неверное центрирование вторичного вала, из-за перекоса внутренней обоймы подшипников относительно внешней вследствие ошибочного преднатяга. Это ведет к интенсификации их износа, вызванного чрезмерной нагрузкой на их контактирующие поверхности и, как следствие, снижению их механического ресурса.

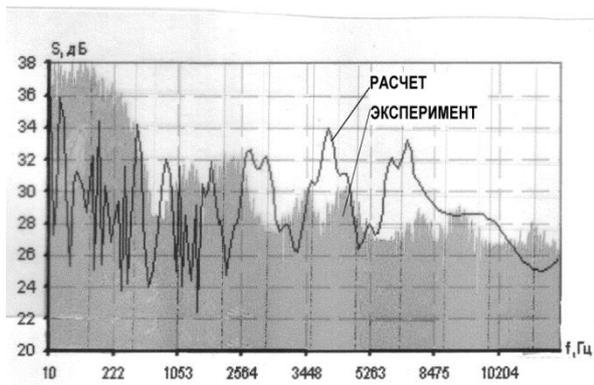


Рисунок 4 – Графики среднеквадратичных значений амплитуд мгновенного спектра мощности вибросигнала на 3-й ступени исследуемой коробки передач производства, полученные в ходе расчета и эксперимента, зарегистрированные при 10% износе поверхностей тел качения переднего подшипника вторичного вала

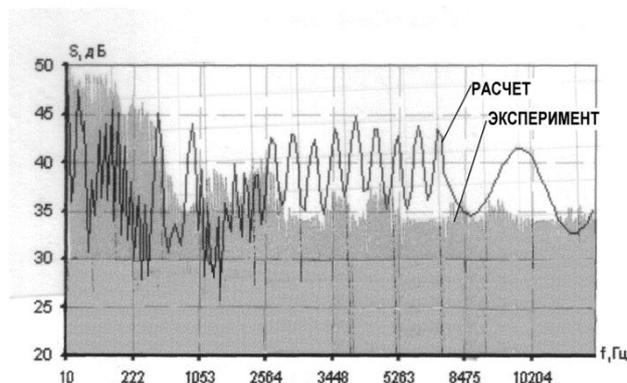


Рисунок 5 – Графики среднеквадратичных значений амплитуд мгновенного спектра мощности вибросигнала на 3-й ступени исследуемой коробки передач, полученные в ходе расчёта и эксперимента, зарегистрированные при 20% износе поверхностей тел качения переднего подшипника вторичного вала

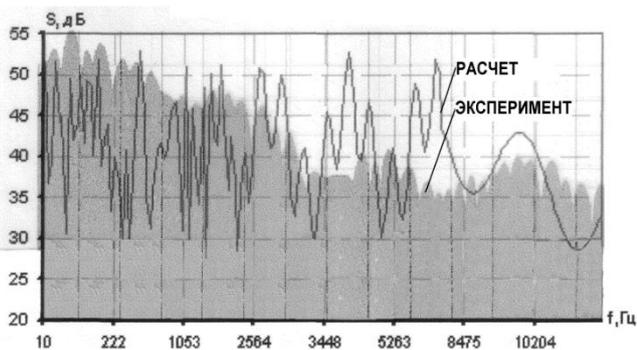


Рисунок 6 – Графики среднеквадратичных значений амплитуд мгновенного спектра мощности вибросигнала на 3-й ступени исследуемой коробки передач производства, полученные в ходе расчёта и эксперимента, зарегистрированные при 30% износе поверхностей тел качения переднего подшипника вторичного вала

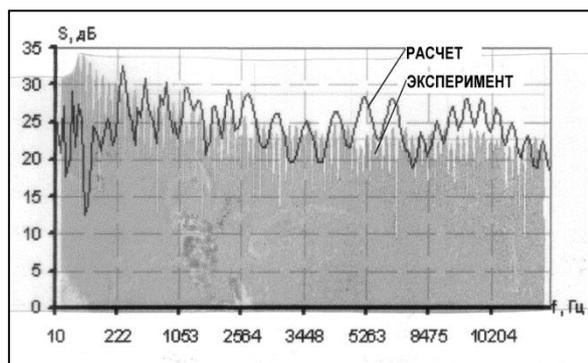


Рисунок 7 – Графики среднеквадратичных значений амплитуд мгновенного спектра мощности вибросигнала на 3-й ступени исследуемой коробки передач, полученные в ходе расчёта и эксперимента, при неправильном центрировании переднего подшипника вторичного вала при её сборке

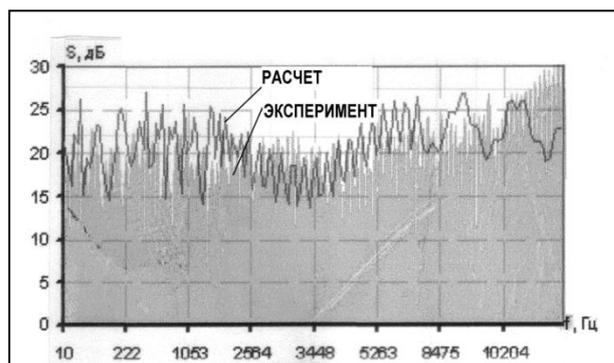


Рисунок 8 – Графики среднеквадратичных значений амплитуд мгновенного спектра мощности вибросигнала на 3-й ступени исследуемой коробки передач, полученные в ходе расчёта и эксперимента, зарегистрированные при перекосе наружного кольца переднего подшипника вторичного вала при её сборке

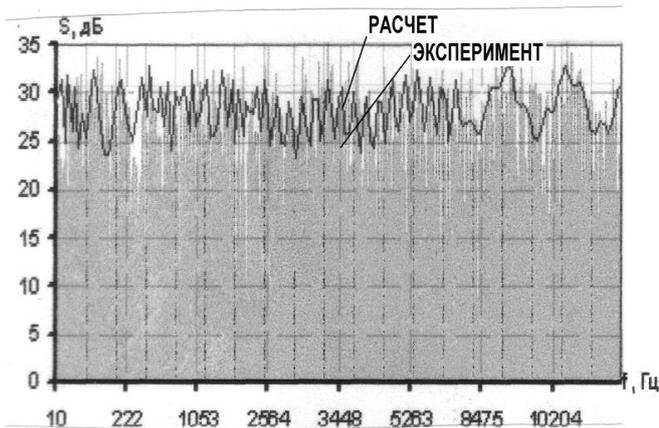


Рисунок 9 – Графики среднеквадратичных значений амплитуд мгновенного спектра мощности вибросигнала на 3-й ступени исследуемой коробки передач, полученные в ходе расчета и эксперимента, зарегистрированные при перекосе внутреннего кольца переднего подшипника вторичного вала при её сборке

Следует отметить, что их долговечность во многом зависит от класса точности. Известно, что подшипники высших классов изначально имеют меньшие люфты.

Исследуемые подшипники (рис. 3) монтировались на выходные валы коробки передач с преднамеренным внесением названных погрешностей. На рис. 7 и 8 приведены примеры графиков вибросигнала, зарегистрированных в ходе испытаний. После их проведения коробка передач демонтировалась, устанавливалась подменная, на которой были имитированы следующие из исследуемых неисправностей, связанных с техническим состоянием или монтажом подшипников. Например, перекос внутренней обоймы относительно внешней, т.е. выходной вал был смонтирован с перекосом. Пример графика сигнала, свидетельствующего о данной неисправности, приведено на рис. 9. Испытательные режимы при этом оставались неизменными, так же, как и размещение датчиков на картере коробки передач: один - на его верхней поверхности вблизи подшипниковой опоры выходного вала, другой - на его боковой поверхности в том же районе.

4 Обсуждение и заключение

Анализируя рис. 4-6, можно сделать заключение о том, что повышение величины износа тел качения отражается на графиках как увеличение дисперсии амплитуды спектра мощности вибросигнала (до 1,5-2 раз). Кроме того наблюдается повышение интенсивности появления высших гармоник у одних и тех же составляющих вибрации. Это свидетельствует о возникновении явления локального соударения тел качения и обойм подшипников, т.е. об увеличении сил трения в пятнах контакта тел качения и беговых дорожек. Конструкция исследуемых подшипников, как показали проведённые испытания, обуславливает наибольшее проявление данного явления в области низких частот (рис. 4-6). Наибольшим образом дефекты проявляются в виде повышения амплитуд вибраций на высших гармониках низкочастотных составляющих колебаний при установке на испытуемую коробку передач подшипников с величиной износа тел качения 30 %. Следовательно, данную степень изнашивания следует признать как пороговую. При большей её степени, проявление её по спектру вибросигнала будет выражено ещё более явно. Этот вывод подтверждается в работах [11,15,16], а также в численных математических расчетах. На основе проведенных испытаний можно сделать вывод о том, что подобные проявления рассматриваемого дефекта также обусловлено особенностями конструкции коробки передач с вертикальным разъемом картера, обладающим приемлемой жёсткостью при возмущающих колебаниях высокой частоты [14].

Анализируя характер экспериментальных зависимостей на (рис. 4-6), можно также сделать вывод о том, что потеря телами качения сферической формы не ведёт к выраженному приращению значений спектра амплитуд вибросигнала, как это получено расчетом в результате математического моделирования. Причем неважно, чем будет вызвано данное отклонение

от сферичности - износом, вызванным различными эксплуатационными причинами, или невысоким качеством изготовления подшипника. Тем не менее, из расчётов и проведенных экспериментов установлено, что для подшипников низкого качества изготовления (класса точности), имеется склонность к увеличению амплитудной дисперсии относительно некоторого среднего значения. Из рис. 4-6 также видно, что разноразмерность тел качения приводит к возникновению колебаний на частотах, кратных оборотным (равным числу оборотов вала), т.е. частотам вращения сепараторов и тел качения. Эти заключения подтверждаются в работах [8,15]. Наблюдаемые вибрационные явления обусловлены неравномерностью распределения динамической нагрузки в подшипниках вследствие разноразмерности тел качения. В общем случае всё это способствует ускорению износа и, как следствие, сокращению срока службы подшипника. Таким образом, вибрационные характеристики, примеры графиков зависимостей которых приведены на рис. 4-6, могут быть использованы в качестве диагностических признаков для определения степени изнашивания подшипников коробок передач.

Наиболее информативными с точки зрения диагностирования наличия перекосов наружной обоймы подшипника относительно внутренней являются диапазоны частот 0-2 кГц (рис. 7-9). Такие перекосы наиболее вероятны при некачественном монтаже вторичного вала рассматриваемой коробки передач. Например, при неиспользовании специальных центрирующих приспособлений. На графиках, приведённых на рис. 7-9, в спектрах, полученных в результате расчета математической модели для этих же дефектов в диапазоне частот 0-2 кГц также наблюдается аналогичное увеличение значений амплитуды вибраций. Это можно объяснить тем, что при неиспользовании необходимых приспособлений, при некачественном ремонте в ходе сборки исследуемой коробки передач, в силу особенностей её конструкции, обусловленных особенностями переднего и заднего картера, радиального подшипника задней опоры вторичного вала, как правило, происходит недонатяг и перенатяг подшипника. Что приводит к увеличению амплитуд колебаний на комбинированных частотах, наиболее высоких при значениях, кратных оборотным частотам коленчатого вала двигателя. Увеличение амплитуд спектра мощности вибрации в таком случае также объясняется тем, что кроме нештатного режима работы подшипников, происходит изменение положения пятен контакта тел качения относительно их нормативного положения по отношению внешней и внутренней обоймы в осевом направлении. Это, в свою очередь, как следствие, влечёт изменение пятна контакта в зацеплении шестерен [19]. Учитывая то, что испытания проводились на 3-й передаче, по характеру спектров вибраций (рис. 9) можно сделать вывод о том, что указанный «вторичный» дефект отслеживается по увеличению амплитуд спектра на оборотных частотах. В данном случае это характерные гармонические частоты 4, 6, 8 кГц [19]. Анализируя величины амплитуд спектра мощности вибросигнала на данных частотах, можно сделать вывод о том, что на исследуемой коробке передач внесение указанного дефекта монтажа подшипников привело к уменьшению на 10 % осевого перекрытия зубьев. Таким образом, можно сделать вывод о том, что погрешности монтажа и сборки при ремонте подобных коробок передач может привести не только к ускоренному изнашиванию непосредственно подшипников, но и зубчатых колес. Общим результатом этих процессов является снижение срока службы агрегата. На основании исследований численными методами и в ходе натурного стендового эксперимента некоторых дефектов подшипников, а также на основе обзора источников, изданных по аналогичным исследованиям, проведенным отечественными учеными [1-7,13,17], предлагается следующий диагностический паспорт (табл. 2).

Необходимо заметить, что приведенная таблица признаков неисправностей подшипников, которые могут быть диагностированы в ходе эксплуатации транспортных средств, не является абсолютно полной и окончательной. Она представляет один из возможных вариантов диагностического паспорта неисправностей и предусматривает возможности дополнения и уточнения.

Таблица 2 - Частоты основных амплитуд вибрации дефектных подшипников качения

| Частота | Вид дефекта изготовления | Вид дефекта сборки | Вид дефекта износа |
|---|---|--------------------------------|---|
| Кратная частоте вращения | Разноразмерность тел качения | — | Неравномерный износ тел качения |
| Кратная частоте вращения вала | Несоосность вала и внутреннего кольца | — | Неравномерный износ внутреннего кольца |
| Кратная частоте вращения вала с коэффициентом 2 | Овальность внутреннего кольца | Перекося внутреннего кольца | Неравномерный износ внутреннего кольца |
| Кратная частоте вращения вала | Гранность внутреннего кольца | — | Неравномерный износ внутреннего кольца |
| Сумма частот, кратных частотам вращения тел качения | Отклонение формы тел качения от расчетной | — | Неравномерный износ, сколы на телах качения |
| Кратная частотам вращения нагруженных тел качения | Разноразмерность тел качения | Принудительная центровка валов | Раковины, трещины на наружном кольце |
| Кратная частотам вращения нагруженных тел качения с коэффициентом 2 | — | Перекося наружного кольца | — |
| Кратная частоте нагруженного вала | — | Излом стыкуемых валов | — |
| Кратная частоте нагруженного вала с коэффициентом 2 | — | Перекося внутреннего кольца | Раковины, трещины на внутреннем кольце |

Список литературы

- 1 Абрамов, С.В. Прогнозирование состояния технических средств / С.В. Абрамов, А.Н. Розенбаум. – М.: Наука, 1990. – 357 с.
- 2 Асриян, Г.М. Возможности диагностирования вибрации сложных динамических систем / Г.М. Асриян // Колебания редукторных систем. – М.: Наука, 1980. – С.70 - 74.
- 3 Балицкий, Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 120 с.
- 4 Балицкий, Ф.Я. Диагностика состояния планетарного редуктора для некоторых параметров / Ф.Я. Балицкий, А.Г. Соколова // Новые методы исследования шумов и вибрации и кибернетическая диагностика машин и механизмов: материалы Всесоюз. симпозиума / Каунас. политехн. ин-т. – Каунас, 1978. С.74

- 5 Бамбалас, П. К вопросу о диагностировании подшипников / П. Бамбалас, К.М. Рагульскис, М. Рондоманскас // Физические методы исследования шумообразования и акустическая диагностика в машиностроении: Тез. докл. акуст. сем. / Куйбышев. политехн. ин-т. – Куйбышев, 1978. С. 13 –14.
- 6 Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов, работающих с двигателями внутреннего сгорания // В.Л. Вейц, А.Е. Кочура. – Л.: Машиностроение, 1976. – 384 с.
- 7 Власов, С.В. Диагностика причин повышенной виброактивности газотранспортного оборудования в условиях Крайнего Севера / С.В. Власов, С.П. Зарицкий, В.А. Якубович / Контроль и диагностика. 1998. №3. С. 23 – 26.
- 8 Дорошко, С.М. Контроль и диагностирование технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам / С.М. Дорошко. - М.: Транспорт, 1984. – 259 с.
- 9 Зусман, Г.В. Особенности аппаратуры для вибродиагностики промышленных агрегатов / Контроль и диагностика. 1998. №1. С. 3 – 10.
- 10 Кононенко, В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В.О. Кононенко. – М.: Наука, 1964. – 254 с.
- 11 Костенко, В.И. Виброакустическая экспресс-диагностика силовых механических агрегатов: дисс...канд. техн. наук: 05.02.11: защищена: 05.12.02: утв. 04.03.03 / Костенко Владислав Игоревич. – СПб.: 2002. 162 с.
- 12 Сарбаев, В.И. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: 2-е изд. / В.И. Сарбаев [и др.]. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2005. – 380 с.
- 13 Решетов, Д.Н. Типовые переменные режимы нагружения деталей машин / Д.Н. Решетов, Р.М. Чатынян, В.З. Фадеев // Вестник машиностроения. 1980. №2. С. 7-10.
- 14 Семенов, В.М. Анализ собственных частот колебаний динамической системы «двигатель – трансмиссиям - движители - масса автомобиля на подвеске» В.М. Семенов [и др.] // Труды НАМИ. 1982, Вып. 185. С. 34 -51.
- 15 Сергеев, Е.И. Определение источников низко частотной модуляции зубцовой частоты в коробках скоростей фрезерных станков виброакустическим методом / Е.И. Сергеев, В.Б. Китаев, В.А. Кошечкин // Динамика станков: Тез. докл. Всесоюз. науч. – техн. конф. / Куйбышев. политехн. ин-т. – Куйбышев, 1980. С. 274 - 276.
- 16 Сергиенко, В.П. Экспериментальные методы определения вибрации и шума в тормозных системах и трансмиссиях мобильных машин // В.П. Сергиенко, С.Н. Бухаров, В.Н. Савицкий / Композиционные материалы в промышленности: материалы XXVIII-й международной конференции. - Ялта – Киев, 2008, С. 54-57.
- 17 Цитович, И.С. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов / И.С. Цитович, В.А. Вавуло, Б.Н. Хваль. – Минск: Изд-во Мин-ва высшего, ср. спец. образования, 1962. – 396 с.
- 18 Шишкин, В.Н. Диагностика технического состояния трансмиссионных подшипников газотурбинных двигателей методом структурного анализа их вибросигналов / В.Н. Шишкин, Б.И. Комаров, М.С. Гайдай // Контроль. Диагностика. 2003. №4. С. 15-26.
- 19 Шупляков, В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля / В.С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.
- 20 Явленский, К.В. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / К.В. Явленский, А.К. Явленский. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с.

References

- 1 Abramov, S.V. Forecasting the state of technical means / S.V. Abramov, A.N. Rosenbaum. – М.: Nauka, 1990. – 357 p.
- 2 Asriyan, G.M. Possibilities of diagnosing vibrations of complex dynamic systems / G.M. Asriyan // Vibrations of gear systems. – М.: Nauka, 1980. – pp.70-74.
- 3 Balitsky, F.Ya. Vibroacoustic diagnostics of incipient defects / F.Ya. Balitsky, A.G. Sokolova, E.I. Khomyakov, etc. – М.: Mashinostroenie, 1984. – 120 p.

4 Balitsky, F.Ya. Diagnostics of the state of a planetary gearbox for some parameters / F.Ya. Balitsky, A.G. Sokolova // New methods of noise and vibration research and cybernetic diagnostics of machines and mechanisms: materials of the All-Union. Symposium / Kaunas. polytech. in-T. – Kaunas, 1978. p.74

5 Bambalas, P. On the issue of diagnosing bearings / P. Bambalas, K.M. Ra-gulskis, M. Rondonomanskas // Physical methods of noise generation research and acoustic diagnostics in mechanical engineering: Tez. dokl. acoustic. sem. / Kuibyshev. polytech. in-T. – Kuibyshev, 1978. pp. 13 -14.

6 Weitz, V.L. Dynamics of machine units working with internal combustion engines // V.L. Weitz, A.E. Kochura. – L.: Mashinostroenie, 1976. – 384 p.

7 Vlasov, S.V. Diagnostics of the causes of increased vibration activity of gas transmission equipment in the conditions of the Far North / S.V. Vlasov, S.P. Zaritsky, V.A. Yakubovich / Control and diagnostics. 1998. No. 3. pp. 23-26.

8 Doroshko, S.M. Control and diagnostics of the technical condition of gas turbine engines by vibration parameters / S.M. Doroshko. - M.: Transport, 1984. - 259 p.

9 Zusman, G.V. Features of equipment for vibration diagnostics of industrial aggregates / Monitoring and diagnostics. 1998. No. 1. p. 3 – 10.

10 Kononenko, V.O. Oscillatory systems with limited excitation / V.O. Kononenko. – M.: Nauka, 1964. – 254 p.

11 Kostenko, V.I. Vibroacoustic express diagnostics of power mechanical units: diss...candidate of Technical Sciences: 05.02.11: protected: 05.12.02: approved 04.03.03 / Kostenko Vladislav Igorevich. – SPb.: 2002. 162 p.

12 Sarbaev, V.I. Maintenance and repair of cars: 2nd ed. / V.I. Sarbaev [et al.]. – Rostov-on-Don: Phoenix, 2005. – 380 p.

13 Reshetov, D.N. Typical variable loading modes of machine parts / D.N. Reshetov, R.M. Chatynyan, V.Z. Fadeev // Bulletin of Mechanical Engineering. 1980. No.2. pp. 7-10.

14 Semenov, V.M. Analysis of natural oscillation frequencies of the dynamic system "engine – transmissions - propellers - vehicle weight on suspension" V.M. Semenov [et al.] // Proceedings of NAMI. 1982, Issue 185. pp. 34-51.

15 Sergeev, E.I. Determination of sources of low-frequency modulation of the tooth frequency in the gearboxes of milling machines by the vibroacoustic method / E.I. Sergeev, V.B. Kitaev, V.A. Koshechkin // Dynamics of machine tools: Tez. dokl. All-Union. sci. – tech. conf. / Kuibyshev. polytech. in-T. – Kuibyshev, 1980. pp. 274 - 276.

16 Sergienko, V.P. Experimental methods for determining vibration and noise in braking systems and transmissions of mobile machines // V.P. Sergienko, S.N. Bukharov, V.N. Savitsky / Composite materials in industry: proceedings of the XXVIII-th International Conference. - Yalta – Kiev, 2008, pp. 54-57.

17 Tsitovich, I.S. Gear wheels of cars and tractors / I.S. Tsitovich, V.A. Va-vulo, B.N. Khval. – Minsk: Publishing House of the Ministry of Higher Education, MS. spec. education, 1962. – 396 p.

18 Shishkin, V.N. Diagnostics of the technical condition of transmission bearings of gas turbine engines by the method of structural analysis of their vibration signals / V.N. Shishkin, B.I. Komarov, M.S. Gaidai // Control. Diagnostics. 2003. No.4. pp. 15-26.

19 Shuplyakov, V.S. Fluctuations and loading of the transmission of the car / V.S. Shuplyakov. – M.: Transport, 1974. – 328 p.

20 Yavlensky, K.V. Vibrodiagnostics and prediction of the quality of mechanical systems / K.V. Yavlensky, A.K. Yavlensky. – L.: Mashinostroenie, 1983. – 239 p.