

**Литература** 1.Панов А. Н. Оптимизация затрат на качество // Техника. Экономика. Организация. – 2000. - №1-2. – С. 30-32. 2.Панов А.Н. Физическое и математическое моделирование повреждений несущих элементов машин// Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. Мн.: УП «Технопринт»,2001.-2001 с.375-379. 3.Панов А. Н. Моделирование многокомпонентного стендового нагружения несущей конструкции транспортного средства. Нормирование моделирования / Ин-т надежности машин НАН Беларуси. – Мн., 2000. – 27 с. Деп. в БелИСА 25.07.2000, № Д200055 // Реферативный сборник. – 2000. – № 18. – С. 103. 4.Панов А.Н., Ракицкий А.А., Горбацевич М.И. и др. Прогнозирование ресурса несущих элементов рам автомобилей – Минск, 1991. – 55 с.– (Препринт / Акад. наук Беларуси. Ин-т надежности машин).

УДК 621.833 : 681.518.5

Я. О. Берестнев

## **ПРОГРАММНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОЛУЧЕНИЯ И АНАЛИЗА УТОЧНЕННЫХ СПЕКТРАЛЬНЫХ ОЦЕНОК ВИБРАЦИИ РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

*Институт надежности машин НАН Беларуси  
Минск, Беларусь*

Для эффективного диагностирования роторных механизмов, зубчатых передач важно получать точные оценки спектральных амплитуд вибраций на характерных частотах, прежде всего, оборотных, зубцовых и других кратных частоте вращения. Конечная длительность временного окна при обработке периодического сигнала методом быстрого дискретного преобразования Фурье приводит к тому, что результат получается не в виде идеальных спектральных линий, а каждая линия сопровождается боковыми выбросами. Недостатком общепринятого использования весовых корректирующих функций (окон) является существенное уширение спектральных линий.

Разработанная автором методика не требует подключения к диагностической системе специальных синхронизирующих таходатчиков и основана на точном нахождении характерной (зубцовой) частоты механизма. Для этого предложено использовать отношения модулей комплексных коэффициентов, найденных применением БПФ к выборке дискретных отсчетов сигнала виброколебаний и соответствующих частотам вблизи искомой. Указанные отношения количественно характеризуют размытость спектральной линии, возникающую из-за того, что длительность временного окна не составляет в точности целое число периодов гармоника сигнала. Далее рассчитывается длительность временного окна, в котором укладывается целое количество периодов оборотной частоты детали механизма. Это обеспечивает возможность получить повторным применением БПФ уточненные оценки амплитуд виброколебаний на оборотных, характерных и модуляционных частотах, четкие, неразмытые линии на спектрограммах [2].

Методический подход реализован автором в программном обеспечении для автоматического получения спектральных характеристик вибрации зубчатых передач с помощью микропроцессорного комплекса контроля и диагностики машин и механизмов, разработанного в ИНДМАШ НАНБ [1, 4]. Указанное программное обеспечение позволяет получать и сравнивать уточненные спектры, решать задачи восстановления,

выделения и уточнения отдельных составляющих вибросигнала, моделируемых из гармоник его амплитудного спектра.

При совместном анализе нескольких освобожденных от ложных боковых выбросов спектров, полученных при различных эксплуатационных режимах, упрощается решение задачи определения собственных частот диагностируемых систем [3, 4]. Новая программа для определения собственных частот может сопоставлять БПФ-спектры, имеющие неодинаковое разрешение по частоте.

Методика может применяться и при определении динамической составляющей нагрузки зубчатых передач на основе анализа в частотной и временной областях одновременно снятых сигналов с датчиков виброускорения и тензодатчиков [1, 3]. Программно-методическое обеспечение позволяет определить динамическую составляющую нагруженности как тензометрируемого, так и других зубьев трансмиссии.

**Литература.** 1. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем. Часть I. Диагностический микропроцессорный комплекс и методическое обеспечение экспериментальных исследований вибраций и динамической нагруженности приводных механизмов на основе зубчатых передач: Оперативно-информ. материалы / Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., Берестнев Я.О. / Акад. наук Беларуси. Ин-т надежности машин. – Минск, 1996. – 57 с. 2. Берестнев Я. О. Методика получения уточненных спектральных характеристик вибрации для механизмов циклического действия // Весці Акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1998. – № 2. – С. 31- 35. 3. Berestnev Ya. O., Ishin N. N. Instrumental identification of dynamic system parameters // 2nd International Conference on Computer Methods and Inverse Problems in Nondestructive Testing and Diagnostics. Proceedings. Minsk, 20-23 October 1998. / DGZfP. – Berlin, 1998. – P. 99-106. 4. Берестнев О.В., Берестнев Я.О., Ишин Н.Н. Новый метод аппаратурно-программного определения собственных частот приводных механизмов // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике: Сб. ст. – Мн.: УП "Технопринт", 2001. – С. 45-48.

УДК 621.833:621.785.532-192

**И.И. Гришкевич, В.И.Моисеенко**

## **ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АЗОТИРУЕМЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИНДМАШ НАНБ**

*Минск, Беларусь*

В современном машиностроении проблема создания высоконагруженных крупномодульных зубчатых колес и других крупных поверхностно упрочняемых деталей, отличающихся высокими характеристиками надежности, определяется, в основном, уровнями равнопрочности и точности элементов их рабочих поверхностей.

Рост грузоподъемности карьерных самосвалов привел к увеличению размеров и веса зубчатых колес с внутренним зацеплением. Диаметр колес вплотную приблизился к 1500 мм, а ширина зубчатого венца - к 250 мм. Коробление деталей и зубьев цементированных колес указанных размеров достигает 1,5 мм, что соизмеримо с глубиной цементации. Устранить последствия деформации указанной величины и получить пригодные к эксплуатации детали практически невозможно. Это обусловлено как дефици-