

**ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ**

*Институт механики и надежности машин Национальной Академии Наук  
Беларуси  
Минск, Беларусь*

Основные динамические нагрузки в зубчатых колесах возникают при входе зубьев в зацепление и вызываются ударами двух основных видов: кромочным и срединным. Повышение надежности зубчатых передач может быть связано с возможностью демпфирования поверхностными слоями зубьев этих ударов. Как известно, основной характеристикой сопротивления материала удара является ударная вязкость, определяемая способностью материала поглощать энергию. Использование нанотехнологических методов создания и нанесения покрытий с наноструктурными наполнителями на поверхности зубьев позволит существенно улучшить эксплуатационные характеристики зубчатых колес /1/. У таких покрытий происходит резкое улучшение физических характеристик. Наноструктурные кристаллические зерна обладают не только высокой термической стабильностью, но и эффективно тормозят движение дислокаций, что придает покрытиям сверхвысокую прочность и, в некоторых случаях, сверхвысокую ударную вязкость. Термическим напылением в лабораториях USI (University of California, Irvine) /1/ при использовании высокоскоростных кислородосодержащих струй удалось получить разнообразные наноструктурные на основе никеля покрытия, которые значительно превосходят по микротвердости, ударной вязкости, износостойкости аналогичные материалы с обычной зернистой структурой. Увеличение составляет от 16 до 63% в зависимости от способа получения покрытия и метода измельчения материала. В зубчатых передачах эффект демпфирования покрытием ударного импульса можно оценить коэффициентом  $\beta_{\Pi}$ , представляющим собой отношение величины экспериментально замеренной максимальной динамической нагрузки  $U_{\Pi}^{\ominus}$  в передаче с покрытием к величине максимальной динамической нагрузки  $U^{\ominus}$ , замеренной в передаче без покрытия:

$$\beta_{\Pi} = \frac{U_{\Pi}^{\ominus}}{U^{\ominus}} . \quad (1)$$

Демпфирование динамической составляющей нагрузки, возникающей при пересопряжении зубьев и вызванной ударными импульсами при входе зубьев в зацепление, изменением числа зубьев, принимающих участие в передаче крутящего момента, накопленными ошибками в окружном шаге и т.д. /2, 3/, существенно зависит от гистерезисных свойств материала зубчатых колес и их поверхностных слоев, выбора типа смазочных материалов и т.д. Оценку рассеивания (демпфирования) энергии колебаний в зубчатой передаче можно осуществить с помощью метода «затухающих колебаний». Он заключается в записи виброграмм затухания свободных колебаний системы, по которым может быть найден логарифмический декремент  $\delta$ , определяемый для исследуемого участка виброграммы из выражения

$$\delta = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \ln \frac{a_i}{a_{i+1}} , \quad (2)$$

где  $\alpha_i$  и  $\alpha_{i+1}$  – амплитуды в начале  $i$ -го и  $i+1$ -го циклов колебаний;  $k$  – число циклов колебаний для данного участка виброграммы. За характеристику демпфирования принимается коэффициент затухания

$$\alpha = \frac{\delta}{\pi} . \quad (3)$$

На рис. 1 в качестве примера представлены осциллограммы изменения нагрузок в зубчатом зацеплении колес без покрытия поверхностей зубьев и с никелиевым покрытием при частоте вращения  $n = 1050$  об/мин на холостом ходу. Испытуемые зубчатые колеса имели следующие параметры:  $Z_1 = Z_2 = 40$ ,  $m = 3$  мм, толщина никелиевого покрытия – 25-30 мкм. Сравнительную оценку динамических качеств зубчатых колес целесообразно проводить на холостом ходу, поскольку в этом случае выделяется динамическая составляющая нагрузки в чистом виде и уменьшается погрешность измерения величины амплитуды ударного взаимодействия зубьев, обуславливаемая деформацией зубьев передачи под нагрузкой. Испытания проводились на стенде с замкнутым контуром, нагрузки на зубьях определялись методом тензометрирования.

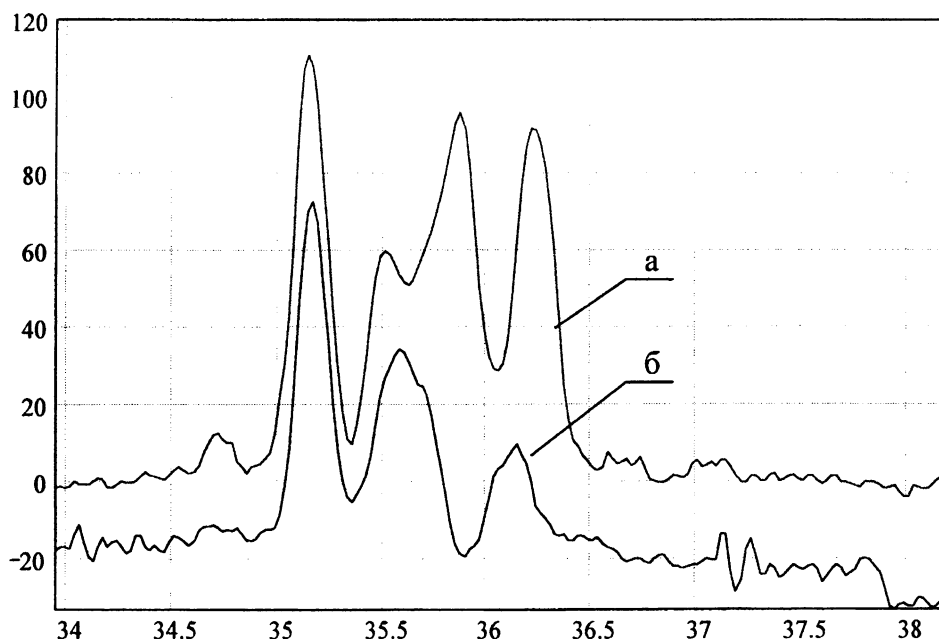


Рис. 1. Характер изменения нагруженности зуба при частоте вращения ведущего вала 1050 об/мин, нагрузка - холостой ход: а - обычные колеса, б – колеса с покрытием.

Как видно из рис. 1, наличие покрытия позволяет существенно демпфировать динамическую нагрузку, возникающую как при входе зубьев в зацепление, так и при пересопряжении зубьев: коэффициент снижения ударного импульса  $\beta = 0,7$ ; логарифмический декремент затухания в передаче с покрытием приблизительно в 6 раз больше, чем в передаче без покрытия, что дает возможность повысить надежность и долговечность зубчатых передач.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дж.Уайтсайдс, Д.Эйглер, Р.Андерс и др. Нанотехнология в ближайшем десятилетии. Прогноз направления исследований. /Под.ред. М.К.Роко, Р.С.Уильямса и П.Аливисатоса. Пер с англ. – М.: Мир, 2002. – 292 с.
2. Вибрации в технике. Справочник. Т.3- М.: Машиностроение, 1979 – 545 с.
3. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Т.3.- М: Машиностроение. 1969 - 471 с.

УДК 621.01

**И.П. Филонов, П.П. Анципорович, В.К. Акулич, Т.И. Булгак**

**ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРУЩИХСЯ ЭЛЕМЕНТОВ  
ВРАЩАТЕЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР МЕХАНИЗМОВ МАШИН НА  
ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ИХ ИЗНОСА**

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

В настоящее время широкое распространение получила технология нанесения износостойких покрытий на рабочие поверхности деталей машин. Эффективность такого метода повышения ресурса работы и восстановления размеров рабочих поверхностей может быть во многом повышена, если такое нанесение проводить с предварительным прогнозированием формы и величины изношенных поверхностей на основе моделирования и численного эксперимента. Однако такое моделирование должно максимально отражать реальные соотношения силовых, скоростных и временных параметров, определяющих износ того или иного подвижного соединения. Это означает, что силовое взаимодействие трущихся элементов должно определяться не только кинематическими и массовыми характеристиками звеньев механизмов, но и соотношением сил движущих (приводного двигателя) и сил сопротивления (выполняемой технологической операции). Речь идет о том, что реакции в кинематических парах механизмов машин в каждом конкретном значении обобщенной координаты (угла поворота приводного вала) будут различными. Определение их значений в каждом таком положении требует учета индивидуальных особенностей силового взаимодействия отдельных звеньев, их веса, кинематических особенностей относительного движения, а также сил трения в подвижных соединениях. Другими словами, предлагается в оценку конфигурации изношенных поверхностей положить не механизм, а так называемый машинный агрегат, объединяющий в себе привод (двигатель, коробку скоростей) и исполнительный механизм, к выходному звену которого приложена сила технологического сопротивления. Иначе говоря, предлагается в основу оценку эпюры износа трущихся поверхностей деталей положить силовые, кинематические, массовые и геометрические характеристики конкретной рабочей машины с конкретным приводным двигателем. Такой подход позволит более точно выявить особенности износа трущихся поверхностей подвижных звеньев. Кроме того, представляется также возможность выявить особенности износа каждой кинематической пары в отдельности. Это, в свою очередь, позволяет решить не только проблемы повышения долговечности за счет выявления износа наиболее интенсивно изнашивающихся соединений, но и, что немаловажно, решить проблему равноресурсности по износу всех кинематических пар механизмов, входящих в