

Заключение. Таким образом, актуальной задачей является создание и внедрение методики прогнозирования остаточного ресурса зубчатых приводов по вибрационным характеристикам, учитывающей влияние новых деталей (их ресурса), установленных при ремонтах, на изменение параметров вибраций и остаточный ресурс привода в целом.

Однако следует отметить, что полный отказ от системы ППР невозможен по экономическим (высокая стоимость датчиков и программно-аппаратных средств диагностики) или юридическим причинам. Вопрос выбора стратегии эксплуатации для определенной единицы оборудования зависит от многих факторов, ключевым из которых является соотношение плановых затрат на выполнение работ и затрат на устранение последствий отказов оборудования.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Хорешок, А.А. Характеристика методов технического обслуживания горно-транспортного оборудования / А.А. Хорешок, А.В. Кудреватых, В.В. Кузнецов // Труды международного научного симпозиума «Неделя горняка–2014»: Сборник статей. – М.: Издательство «Горная книга», 2014 –№ ОВ1. – С. 48 – 61.

2. Крутихин, Д.Л. Методика оценки эффективности функционирования служб технического обслуживания и ремонта оборудования на промышленном предприятии / Д.Л. Крутихин. Экономические науки. – 2011. – № 10 (83). – С. 129 – 132.

3. Комбалов, В.С. Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ. М., «Наука», 1974. – 112 с.

4. Ишин, Н.Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н.Н. Ишин. – Минск : Беларус. навука, 2013. – 432 с.

5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

6. ISO 6336-5-2003. Calculation of load capacity of spur and helical gears- Part 5: Strength and quality of materials.

УДК621.833

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ И ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Мирошниченко И. А.

Брестский государственный технический университет
Брест, Республика Беларусь

Одна из главных составляющих научно-технического прогресса – постоянное совершенствование конструкций и технологий с целью создания более надежных, экономичных машин и прежде всего их наиболее ответственных систем. К таким системам относят зубчатые передачи, входящие в конструкции почти всех видов современных машин. При этом степень совершенства их конструкций и технологий изготовления влияет на уровень состояния техники во всех отраслях машиностроения.

Создание зубчатых передач, соответствующих высокому научно-техническому и производственному уровню – сложная задача, требующая комплексной сравнительной оценки всех качественных показателей проектируемой передачи. Для ее решения конструктору современной машины необходимо

знать пути совершенствования элементов проектируемой передачи, чтобы оценить экономическую целесообразность каждого из рассматриваемых вариантов и выбрать из них оптимальный.

Начиная со времени изобретения, изучению свойств зубчатых передач постоянно уделяется пристальное внимание. Разработано большое число способов и рекомендаций по изысканию путей снижения виброактивности и повышения долговечности зубчатых колес. Однако актуальность проводимых в этой области работ не только не уменьшилась, но и возросла.

При поиске способов снижения виброакустической активности зубчатых передач необходимо базироваться на общих законах теории колебаний и четко представлять основные причины, определяющие характер и интенсивность вибраций, возникающих в зацеплении.

Перспективным направлением снижения уровня вибраций является создание составных зубчатых колес с упругим соединением венца и ступицы. Наличие упругих элементов между ободом и ступицей колес позволяет в некоторых случаях достичь значительной изоляции других звеньев кинематической цепи от высокочастотных вибраций, генерируемых в зубчатом зацеплении. В настоящее время ведется поиск приемлемых решений конструкции таких зубчатых колес, но имеются лишь отдельные примеры реализации этого направления в условиях производства. Главные трудности практического использования составных зубчатых колес в машиностроении – усложнение и повышение себестоимости технологического процесса их изготовления и сборки.

Модификация исходного контура – перспективный путь улучшения качественных характеристик зубчатых передач. В последнее время большое внимание уделяется совершенствованию геометрических форм зубьев и впадин между ними. Обычно для решения проблемы повышения долговечности зубчатых колес и снижения их виброакустических характеристик применяют одновременно оба способа.

Поиск рациональных геометрических форм зубьев осуществляют в основном двумя путями - использованием модифицированных исходных контуров и применением соответствующих видов корригирования. Нередко эти способы используют в сочетании.

Большие возможности для решения поставленных задач предоставляют разработка новых видов зацеплений, поиск рациональных конструктивных форм и соотношений параметров зубчатых профилей. Так, для некоторых областей использования передач эффективным является переход от эвольвентного зацепления к зацеплению Новикова, циклоидному зацеплениям, к арочной форме зубьев и т. д.

Следует отметить, что широко распространенные эвольвентные зубчатые передачи имеют еще резервы увеличения их нагрузочной способности и улучшения динамических характеристик с помощью оптимизации геометрических параметров. Повышения нагрузочной способности эвольвентных передач можно достичь, например, путем рационального подбора коэффициентов смещения для сопрягаемых профилей, а также с помощью применения зубчатых колес, нарезанных инструментом с модифицированным или нестандартным исходным контуром.

Подбирая с помощью блокирующих контуров коэффициенты смещений, у

нарезаемых колес можно увеличить нагрузочную способность передачи посредством выравнивания изгибной прочности зубьев шестерни и колеса. Следует, однако, учитывать, что увеличение коэффициентов смещения уменьшает коэффициент перекрытия, что в свою очередь отрицательно влияет на виброакустические характеристики зубчатых передач.

Напряженное состояние зубьев при изгибе определяется также формой переходной кривой – галтели зуба. Выбор оптимальной формы открывает дополнительные пути повышения их несущей способности.

Снизить отрицательное воздействие погрешностей зубчатых колес на динамику передачи можно путем повышения деформации зубьев в момент входа их в зацепление. Этого можно достичь с помощью увеличения общей податливости зубьев и податливости в требуемой зоне линии зацепления. Повышения общей податливости зацепления достигают посредством выполнения зубьев пустотелыми, увеличения их общей высоты, а местной – путем уменьшения толщины зуба в момент прохождения нужного участка контактной линии.

Практическое исчерпание возможностей повышения прочностных и улучшения качественных показателей в рамках стандартных исходных контуров вынуждает конструкторов все чаще обращаться к поиску новых форм, соотношений параметров зубчатых профилей, способов образования зубчатых передач.

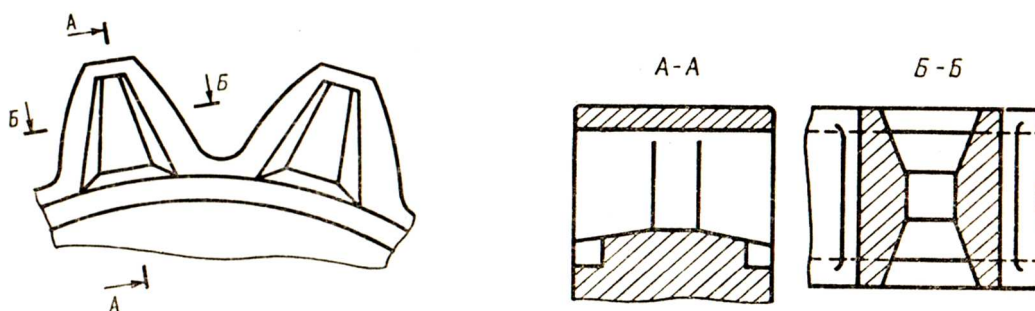


Рисунок 1 – Колесо с пустотелыми зубьями

Зубчатое колесо, показанное на рисунке 1, имеет пустотелые зубья. Внутренние полости выходят за пределы окружности впадин и расширяются от середины зубьев к их торцам. На торцах колеса выполнены кольцевые канавки, связанные с полостями в зубьях. При работе колеса его зубья, благодаря увеличенной податливости, обеспечивают снижение динамической нагрузки и концентрации нагрузки вдоль контактных линий, что является предпосылкой для большей долговечности данной конструкции по сравнению с аналогичными серийными зубчатыми колесами. Кроме того, зубьям такого колеса свойственна переменная жесткость по длине контактной линии. Торцовые участки имеют большую податливость, чем серединная часть, что обеспечивает в процессе работы компенсацию погрешностей изготовления зубчатого колеса, монтажных перекосов, снижение динамических нагрузок в передаче вследствие повышения равномерности распределения передаваемой нагрузки по длине контактных линий.

Большие возможности с точки зрения увеличения податливости зубьев под нагрузкой предоставляют конструкции зубчатых колес с искусственными кон-

центраторами.

На рисунке 2 изображен зубчатый венец и геометрические параметры концентратора одной из таких конструкций.

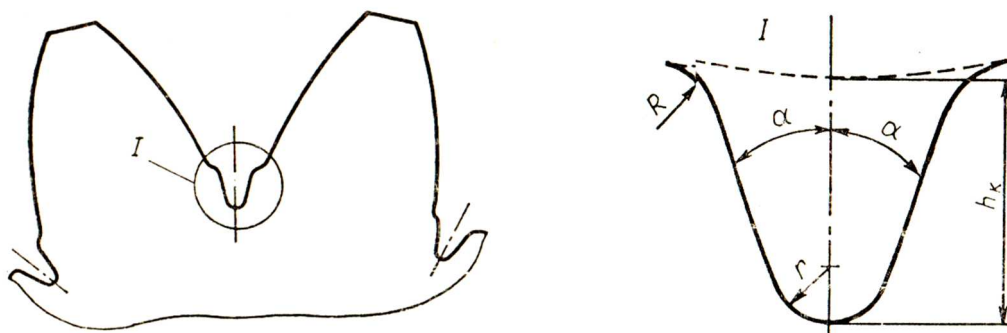


Рисунок 2 – Зубчатое колесо с искусственными концентраторами во впадинах

По осям впадин между зубьями по всей их длине выполнены канавки – искусственные концентраторы. Боковые поверхности канавок образуют с плоскостью, проходящей через ее ось симметрии и ось колеса, угол, равный углу профиля исходного контура зубчатого колеса.

Известны конструкции зубчатых колес с пониженной жесткостью зубьев в момент их пересопряжения. У прямозубых колес пазы фрезеруют по всей длине зубьев на некоторой глубине, у косозубых – с торцов. Выбор параметров пазов у предлагаемых зубчатых колес проводят с учетом необходимой изгибной прочности зубьев шестерни и колеса с последующей проверкой расчетов на испытательных стендах.

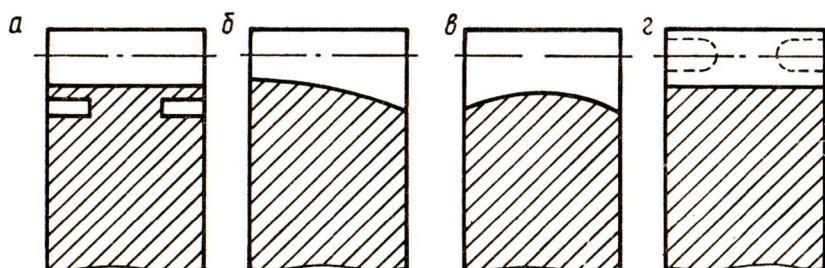


Рисунок 4 – Формы зубьев, рекомендуемые для снижения динамических нагрузок и концентрации нагрузки по длине контактных линий

Снизить динамические нагрузки и концентрацию нагрузки по длине контактных линий можно также посредством выполнения круговых канавок на торцах колес (рисунок 4,а), увеличения высоты зубьев у торцов (рисунок 4б,в), сверления зубьев (рисунок 4,г) и поверхностей бочкообразности (рисунок 4,д) и модификации торцов зубьев (рисунок 4,е).

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Берестнев О.В., Жук И.В., Неделькин А.Н. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев. Мн.: Наука и техника, 1993.