

УДК 621.91

Н.В. Сурина, к.т.н., доц. Московский государственный горный университет.

Технологические методы обеспечения надежности редукторов горных машин

В статье даны подходы к комплексной оценке влияния технологических факторов на надежность редукторов горных машин.

Ключевые слова: надежность, прочность, ресурс, математическая модель, погрешность изготовления, кинематическая цепь, трансмиссия, критерий предельного состояния, глубинная прочность.

N.V. Surina

Technological Methods to Ensure Reliability Gearboxes for Mining Machines

The article provides approaches to integrated assessment of the influence of technological factors on the reliability of mining machines gears.

Keywords: reliability, durability, resource, mathematical model, error of production, kinematic chain, transmission, limit State criteria, deep strength.

Надежность трансмиссий горных машин в процессе эксплуатации закладывается на стадии их изготовления и сборки. От качества изготовления зависит стойкость и сопротивление нагрузкам зубчатых колес в процессе эксплуатации.

На способность сохранять свои параметры в заданных пределах во многом влияет правильная оценка эксплуатационных показателей при определении технологических факторов – задание и достижение при изготовлении необходимых допусков в зубчатой передаче, определение методов термической и химико-термической обработки, позволяющих достичь необходимых прочностных характеристик поверхностей зубьев, предотвратив преждевременный износ и выкрашивание.

Комплексное решение данной проблемы возможно посредством разработки математической модели, в которой при помощи математических соотношений связываются вероятностные свойства выходных параметров, параметров, характеризующих прочность элементов трансмиссии и заданных вероятностных характеристиках входных параметров.

В качестве выходных параметров оценки служат прочностные характеристики, а именно запас прочности и ресурс.

Одним из факторов, влияющих на запас прочности является точность зубчатых передач трансмиссии, которая нормируется кинематической погрешностью и свободным (мертвым) ходом, который складывается из боковых зазоров между зубьями пар колес, люфтов в опорах, упругих деформаций валов и осей. От величины свободного хода зависят ударные нагрузки в передаче. Чтобы обеспечить выполнение требований надежности необходимо учитывать изменение свойств кинематической цепи и ее элементов в процессе эксплуатации.

Точностная надежность кинематической цепи зависит от изнашивания рабочих поверхностей зубьев в процессе эксплуатации, т.к. изнашивание рабочих профилей меняет форму сопрягаемых поверхностей, увеличивая зазор между ними. Ресурс силовой трансмиссии очистного комбайна является ее свойством сохранять работоспособность до предельного состояния. В процессе эксплуатации, вследствие изнашивания сопрягаемых поверхностей, увеличивается первоначальная величина мертвого хода (δC_0) и ресурс силовой трансмиссии уменьшается. Долговечность трансмиссии может быть определена из выражения

$$t_p = \frac{\delta C_{пред} - \delta C_0}{\gamma}$$

где $\delta C_{пред}$ - предельное значение мертвого хода; γ - величина, характеризующая условия эксплуатации и износостойкость сопрягаемых поверхностей.

Предельное значение мертвого хода силовой кинематической цепи формирует предельные значения износа зубчатых колес, шлицевых соединений и подшипников качения. В математической модели необходимо учитывать износ поверхностей зубьев в процессе эксплуатации.

В модели заложены программы, изменяющие случайным образом эксплуатационную нагрузку на входе трансмиссии. задается вероятностное значение эквивалентной нагрузки, рассчитанной на основе экспериментально построенных графиков нагружения. Причем важно установить связь входной нагрузки с износом рабочих поверхностей зубьев, который в свою очередь зависит от свойств поверхности и сердцевины зубьев, полученных в результате химико-термической обработки.

Случайные отклонения конструктивных параметров зубчатых колес закладываются в пределах допустимых полей допусков.

Проводимый эксперимент позволит установить причины изменения надежности меняя случайным образом входные параметры и параметры модели.

Износ и основные прочностные характеристики зубчатых колес во многом определяются качеством операций технологического процесса их изготовления.

Надежность зубчатых колес закладывается на стадии их нарезания. Возможная погрешность изготовления на этом этапе усугубляется в процессе высокотемпературной химико-термической обработки, поэтому качеству и точности нарезания зубчатых колес необходимо уделять особое внимание. Для оценки необходимости учета в математической модели влияния погрешностей профиля зуба на нагрузочную способность зубчатых колес была поставлена задача оценки точности изготовления зубчатых колес, выявления причин погрешностей изготовления и моделирования на ЭВМ нагрузочного режима зубчатого зацепления с реальным профилем [1].

Для оценки погрешностей профилей зубьев цилиндрических зубчатых колес при их нарезании был проведен ряд замеров на зубоизмерительной машине MahrGMX 400. В результате измерений проводился анализ с целью выявления причин погрешностей зубонарезания. Так, неправильная установка угла поворота головки фрезерного станка, неправильная заточка фрезы приводит к утончению или утолщению головки зуба. Основной причиной наклонной формы профиля зуба является неправильная заточка фрезы. В случае, если на протоколах измерения профиля зуба наблюдается равномерная волна, можно говорить о биении фрезы на оправке, неправильной заточке фрезы (фреза была переточена с радиальным биением из-за установки с перекосом на оправку или оправки на станок), слабо закрепленной или изношенной оправке в противоопоре станка, слишком большом люфте шпинделя фрезы и стола фрезерного станка.

Неравномерная волна может быть вызвана: слабо закрепленной или изношенной оправкой в противоопоре станка, слишком большим люфтом шпинделя фрезы и стола фрезерного станка, ошибками шага заходов многозаходной фрезы, погрешностями ходового винта или подшипников ходового винта станка.

Располагая данными о действительном профиле зуба, была построена трёхмерная твердотельная модель цилиндрической шестерни с реальной формой зуба. За основу была взята шестерня главного редуктора очистного комбайна K500. Моделировалась погрешность профиля правой стороны зуба на данной детали 89,9 мкм, левой стороны зуба 48,8 мкм. В программном пакете SolidWorks с помощью модуля GearTrax были построены две модели шестерни. Затем одна из моделей подверглась модификации профиля зубьев в соответствии с типовыми погрешностями, полученными при измерениях на зубоизмерительной машине.

После выбора соответствующего материала деталей, а также симуляции цементированного слоя на венцах шестерен, с применением

метода конечных элементов, к проекциям теоретических пятен контактов на поверхности зубьев была приложена рассчитанная номинальные окружная сила 46764 Н. На основании этих входных данных были построены эпюры напряжений, перемещений, деформаций и запаса прочности зубьев с искаженным и номинальным профилями. Была предпринята попытка сравнительного анализа изгибных напряжений зубьев с номинальным и искаженным профилем. Исследование показало, что обработка зубьев с погрешностью профиля 90 мкм снижает нагрузочную способность зубчатого колеса на 18%.

Таким образом, учитывая важность влияния погрешностей профиля зуба, полученных в результате зубонарезания на надежность колеса этот параметр в вероятностном аспекте необходимо учесть в математической модели.

Критерием предельного состояния зубчатых колес трансмиссий очистных комбайнов являются поверхностные разрушения, о чем говорят многочисленные исследования в этой области. Такой характер разрушений связан с превышением действующими напряжениями прочности материала в зонах контакта зубьев колес, что вызвано в свою очередь тяжелыми режимами нагружения колес, особенностями строения материала поверхностного слоя, технологической наследственностью.

На нагрузочную способность зубчатых колес во многом влияет качество и глубина упрочненного слоя. Как показывают исследования [2], микротвердость по толщине упрочненного слоя цементованных и нитроцементованных зубьев распределяется неравномерно. Толщина поверхностной зоны от 0 до 0,1 мм может иметь пониженную твердость из-за возникновения различных дефектов, связанных с внутренним окислением, структурой не мартенситного типа и т.п. Эффективная толщина слоя имеет максимальную твердость на глубине 0,1-0,3 мм, которая затем уменьшается к сердцевине зуба. Кроме того, толщина упрочненного слоя по профилю зубьев неравномерна: она всегда максимальна в верхней части их головки и минимальна во впадине между зубьями.

С целью выявления причин возникновения глубинных усталостных повреждений был проведен расчет зубчатых колес редуктора очистного комбайна на глубинную контактную выносливость [3]. Контактные нагрузки определенного уровня, могут вызывать подслоиные касательные напряжения, превышающие предел глубинной выносливости и привести к развитию подслоиных усталостных трещин.

Оценка контактных напряжений в трансмиссии комбайна К-500 проводилась, учитывая действия средних, пусковых, максимальных и пиковых нагрузок, обусловленных прорезанием резцами исполнительного органа твердых включений угольного пласта [4].

Анализировались касательные напряжения, вызванные действием устойчивого, пускового, максимального и пикового моментов на валу шестерни. Как показал расчет действующие на глубине слоя приведенные напряжения неодинаковы по величине и имеют максимальное значение на глубине 0,4-0,6 мм при действии нагрузок среднего уровня. В результате расчетов установлено, что при максимальных и особенно пиковых нагрузках, зона действия максимальных глубинных напряжений смещается в глубину упрочненного слоя на 0,3-0,6 мм. Таким образом, наибольшие приведенные касательные напряжения могут действовать либо на границе упрочненного слоя, либо в подслоной зоне, что будет вызывать образование подслоной усталостной трещины.

Все рассмотренные зубчатые колеса подвергаются поверхностному упрочнению – газовой цементации. Высокотемпературный режим цементации и последующей закалки, приводит к короблению, деформации и снижению точности изготовления зубчатых колес на 2...3 порядка. Поэтому для компенсации деформационного эффекта и достижения 8 степени точности изготовления после химико-термической обработки применяют операцию зубошлифования.

Снятие при шлифовании 0,15 - 0,3 мм упрочненного слоя приводит к значительному снижению его эффективной толщины, в результате чего максимальные глубинные напряжения, вызванные действием кратковременных нагрузок высокого уровня, уходят в подслоную область.

Для предотвращения поверхностных и особенно глубинных усталостных разрушений зубчатых колес необходим комплексный подход включающий в себя совершенствование методов химико-термической обработки и внедрение новых методов финишной обработки, направленной на достижение высокой точности зубчатого колеса.

Одним из блоков математической модели являются программы расчета глубинной прочности зубчатых колес, основанные на результатах проведенных исследований.

Таким образом, данный подход реализует метод статистического моделирования, основанный на воспроизведении с учетом случайных отклонений параметров модели функционирования редукторов горных машин и определения на основании анализа полученных результатов технологических путей повышения их надежности.

Список литературы

1. **Н. В. Сурина, В. В. Горлов.** Анализ влияния погрешностей профиля зуба на нагрузочную способность цилиндрических зубчатых колес. – М.: Горное оборудование и электромеханика, 2012. - №10, с. 18-23.

2. **В.М. Зинченко.** Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001. -303 с.

3. **Н. В. Сурина, О. В. Казакова.** Пути повышения надежности зубчатых колес трансмиссий очистных комбайнов. - М.: Горное оборудование и электромеханика, 2012. - №7, с.20-22.

4. **Сурина Н.В.** Установление режимов нагружения и определение ресурса трансмиссий очистных комбайнов для тонких пластов на стадии проектирования. Автореферат дис. на соиск.уч. ст. канд.техн.наук. М.: 1991.