

УДК 621:321

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕСУРСА СИСТЕМЫ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА КОМБАЙНА

Сивер Л.Н. доцент, Гончар И.А. инж.,  
Донецкий государственный технический университет

*Исследована зависимость ресурса системы привода комбайна от качества изготовления силовых элементов редуктора*

*It is investigated the dependence of road header drive system resource on workmanship of gear box power elements*

Практика эксплуатации зубчатых передач, применяемых в различных машинах, показала, что все передачи работают в условиях неравномерного распределения нагрузки по ширине зубьев. При неправильном учете этого обстоятельства в одних случаях такая неравномерность является причиной серьезных повреждений передач и выхода их из строя, а в других – причиной пониженной их долговечности. В результате неравномерного распределения нагрузки в зацеплении зубья часто ломаются, особенно при твердости их поверхности выше НВ 350.

Поломки зубьев колес различных передач, возникающие при чрезмерной концентрации нагрузки, характеризуются наклонным расположением поверхности излома. Угол наклона поверхности излома возрастает с увеличением неравномерности распределения нагрузки вдоль зубьев. Следствием концентрации нагрузки являются также контактные разрушения твердых рабочих поверхностей зубьев вблизи торцев колес. Встречается расположение очагов выкрашивания и в средней части зубьев, если имеет место перекося колес в плоскости, перпендикулярной к их оси. Перечисленное выше имеет место и в системах привода исполнительного органа проходческих комбайнов типа 4ПП.

Несмотря на использование при изготовлении и эксплуатации проходческих комбайнов большого числа мероприятий по повышению несущей способности элементов системы привода рабочего органа этот вопрос является весьма актуальным. Актуальность его обусловлена сдерживающими факторами при создании высокопроизводительных проходческих комбайнов и увеличении их ресурса до капитального ремонта, к которым в первую очередь следует отнести

рост нагруженности зубчатых передач, обусловленный увеличением момента электродвигателя привода исполнительного органа.

У редукторов исполнительных органов проходческих комбайнов эксплуатационные качества в значительной степени определяются вибрациями и шумом передач. Основной причиной возникновения вибраций и шума являются динамические процессы в зацеплении, обусловленные неточностями изготовления и сборки, а также деформациями от температуры и нагрузки. Имеется несколько основных источников вибрации: кинематические погрешности зубчатых колес, вызывающие периодическое изменение передаточного отношения, вследствие чего появляются переменные по величине силы на сопряженных профилях зубьев и опорах; переменная деформация зубьев, вызванная изменением общей длины контактных линий, что приводит к непостоянству сил, приложенных к зубьям; удар зубьев на входе в зацепление, когда недеформированный зуб воспринимает часть нагрузки, а остальные зубья разгружаются; переменные по направлению силы трения; истечение масла и воздуха из впадин между зубьями.

Уровни колебаний, вызываемые различными источниками, зависят от конструкции редуктора, его динамических характеристик и режима работы.

Одним из резервов повышения производительности и ресурса проходческих комбайнов является повышение несущей способности элементов конструкции системы привода стреловидного исполнительного органа путем улучшения технологии их производства. Разработанная [1] модель напряженно-деформированного состояния зуба позволила установить, что под действием нагрузки происходят следующие перемещения контактирующих зубьев: кинематическое сближение на величину  $\Delta$ , перемещение вследствие упругих деформаций зубьев  $v_1(x)$  – ведущего и  $v_2(x)$  – ведомого колес, перекося осей колес вследствие деформаций валов, подшипников и корпуса редуктора исполнительного органа проходческого комбайна типа 4ПП, характеризующийся углом  $\gamma_\Sigma$ . На рабочих поверхностях зубьев образуются площадки контакта. Так как продольный размер площадки контакта намного больше поперечного, то можно считать, что нагрузка плотностью  $\omega(x)$  распределена по контактной линии. Исследование распределения эквивалентной удельной нагрузки по ширине зубьев колес показало, что продольный профиль зубьев обуславливает распре-

деление эквивалентной удельной нагрузки, характеризующееся высокой степенью неравномерности (до  $K_{H\beta} = 2,5 - 3,2$  в зависимости от конструкции передачи). Это свидетельствует о том, что у серийных колес существует значительная разница в контактной выносливости отдельных участков зуба по ширине, которая зависит от величины и характера изменения крутящего момента в трансмиссии, направления действия внешних сил и технологических погрешностей изготовления элементов редуктора.

Показателем уровня технологии изготовления служит величина коэффициента вариации  $V_{[\sigma]}$ , который определяется выражением (1.1):

$$V_{[\sigma]} = (V_{[\sigma]}^2 + V_m^2 + V_\delta^2), \quad (1.1)$$

где  $V_{[\sigma]}$  - коэффициент вариации пределов выносливости;

$V_m$  - коэффициент вариации межплавочного рассеивания пределов выносливости, составляющий  $0,05 - 0,1$ ;

$V_\delta$  - коэффициент вариации пределов выносливости, обусловленный отклонением фактических размеров от номинальных, составляющих  $0,01 - 0,05$ .

Коэффициент вариации допустимых напряжений на стадии технологического процесса изготовления составляет  $0,05 - 0,2$ . Установив выражение для определения технологического ресурса деталей горно-шахтного оборудования в общем виде, получим зависимости для каждого типа деталей (зубчатых колес и др.).

Предел контактной выносливости зубьев зубчатых колес при расчете технологического ресурса:

$$[\sigma]_{TH\gamma} = \sigma_{Hlim b} Z_R (1 + U\rho V_{[\sigma]_{TH}}), \quad (1.2)$$

где  $\sigma_{Hlim b}$  - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений;

$Z_R$  - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

$U\rho$  - квантиль нормального распределения, определенного для вероятности  $\rho = 1 - \gamma$ ;

$V_{[\sigma]_{TH}}$  - коэффициент вариации предела контактной выносливости зубьев.

Технологический ресурс прямозубой зубчатой передачи проходческого комбайна по контактной усталости зубьев:

1. Коэффициент вариации предела контактной выносливости по формуле (1.1)

$$V_{[\sigma]_{TH}} = (0,08 + 0,1 + 0,05)^{0,5} = 0,137$$

2. Величина технологического предела контактной выносливости для обеспечения 99%-ной вероятности неразрушения детали по (1.2)

$$[\sigma]_{TH99\%} = 1456 (1 - 2,3 \cdot 0,137) = 997 \text{ МПа}$$

Из (1.1) и (1.2) следует, что на стадии изготовления элементов конструкции системы привода проходческого комбайна путем снижения коэффициентов вариации  $V_{T1}$  и  $V_{T2}$ , может быть снижен коэффициент запаса прочности, а следовательно, и металлоемкость машины. Этот способ реализуется при стабилизации показателей рассеяния ресурса деталей ( $V_{T1} > V_{T2}$ ) за счет повышения качества технологии изготовления.

3. Величина технологического ресурса по контактной усталости зубьев

$$P_{TH\gamma} = ([\sigma]_{TH\gamma} \sigma_{\text{экв.пр.Н}}^{-1})^6 [P_0]_H \quad (1.3)$$

где  $[\sigma]_{TH\gamma}$  - допустимое напряжение, определяемое с  $\gamma$ -процентной вероятностью неразрушения с учетом технологии изготовления силовых элементов конструкции системы привода;

$$[P_0]_H - \text{базовое значение ресурса. } [P_0]_H = N_{HO} n^{-1},$$

здесь  $N_{HO}$  - базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости. При твердости поверхности HRCэ 56 и выше принимается  $N_{HO} = 12 \cdot 10^7$ ;

$n$  - частота вращения колеса;

$\sigma_{\text{экв.пр.Н}}$  - эквивалентное напряжение.

$$\sigma_{\text{экв.пр.Н}} = Z_H * Z_M * Z_E (\omega_H * d_{\omega}^1 (U + 1) * U^1)^{1/2},$$

где  $Z_H$ ,  $Z_M$ ,  $Z_E$  - коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных зубчатых колес, суммарную длину контактных линий;

$U$  - передаточное число;

$d_{\omega}$  - начальный диаметр зубчатого колеса;

$\omega_H$  – удельная окружная сила.

$$\omega_H = 2000 T_{\text{экв.пр.Н}} (b_\omega * d_\omega)^{-1} K_{H\alpha} * K_{H\beta} * K_{H\nu}$$

где  $T_{\text{экв.пр.Н}}$  – эквивалентная нагрузка по графику нагружения;

$b_\omega$  – рабочая ширина венца;

$K_{H\alpha}$   $K_{H\beta}$   $K_{H\nu}$  – коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, распределение нагрузки по ширине венца, динамическую нагрузку по ширине венца, динамическую нагрузку в зацеплении.

На основе анализа изменения величины пятна контакта зубчатых колес редуктора исполнительного органа проходческих комбайнов установлена ее зависимость от качества изготовления.

Следует различать неточности изготовления и сборки, вызывающие концентрацию нагрузки, не изменяющуюся при контакте любой пары зубьев зацепляющихся колес, и приводящие к неравномерности распределения нагрузки, изменяющейся периодически в зависимости от того, какая пара зубьев находится в зацеплении. Не изменяют концентрацию нагрузки неточности, вызывающие постоянное искажение требуемого взаимного положения зубьев. Неточности, вызывающие погрешности, относительного положения геометрических осей колес и фактических осей их вращения, приводят к периодическому изменению концентрации нагрузки. Величина концентрации нагрузки каждой пары зубьев периодически изменяется вследствие перекоса осей зубчатых венцов и осей вращения зубчатых колес, относительно биения посадочных поверхностей под зубчатые колеса и подшипники валов, эксцентрисности колец подшипников, непостоянства ошибок направления зубьев и др.

В качестве комплексного показателя точности изготовления можно принять ошибку контакта  $F_{\beta k}$ , характеризующую взаимное положение зубьев вдоль линии контакта [2]:

$$F_{\beta k} = F_{f\beta} + F_{f\alpha} + F_{f\gamma} + F_{f\delta} + F_{f\theta}$$

где составляющие суммы обусловлены погрешностями направления зубьев ( $F_{f\beta}$ ), непараллельностью осей валов ( $F_{f\alpha}$ ), перекосом осей валов ( $F_{f\gamma}$ ), неравенством зазоров подшипников ( $F_{f\delta}$ ) и погрешностью взаимного положения осей колес и осей их валов ( $F_{f\theta}$ ).

Погрешности изготовления зубчатых колес можно свести к четырем видам: радиальные, тангенциальные, осевые и погрешности

профиля. Их целесообразно отсчитывать как избыточные приращения точных профилей рейки, находящейся в зацеплении с семействами левых и правых профилей колеса. Приращения по обеим линиям зацепления вызывают радиальные смещения  $\Delta H$  и тангенциальные  $\Delta T$ , определяемые из выражений [3]:

$$\Delta H = (F'_{iL} + F'_{iR}) / (2 \sin \alpha); \quad \Delta T = (F'_{iL} - F'_{iR}) / (2 \cos \alpha),$$

где  $\alpha$  - угол профиля;

$F'_{iL}$ ,  $F'_{iR}$  - соответственно приращения по левой и правой линиям зацепления.

Одной из наиболее часто встречающихся погрешностей обработки зубчатых колес является радиальное биение. При шлифовании зубчатого колеса погрешность формы зубчатого венца можно рассматривать как кинематический эксцентриситет, а алгебраическую сумму погрешности обработки базовой поверхности колеса с деформированным зубчатым венцом и погрешности базирования и закрепления детали на зубошлифовальном станке - как геометрический эксцентриситет. Радиальные составляющие полной кинематической погрешности колеса выявляются при контроле радиального биения зубчатого венца  $F_{rr}$ , а тангенциальные - при контроле колебания длины общей нормали  $W_{wr}$ .

При обработке зубчатых колес на зубошлифовальных станках были выявлены следующие сочетания погрешностей: форма зубчатого венца после термообработки изменилась существенно, радиальное смещение при обработке базовой поверхности относительно зубчатого венца - незначительно; форма зубчатого венца при химико-термической обработке существенно не изменилась, радиальное биение - значительное; после термической и механической обработок базовых поверхностей у зубчатых колес имеются одновременно кинематический и геометрический эксцентриситеты.

Список источников:

1. Бойко Н.Г., Сивер Л.Н. Математическая модель напряженно-деформированного состояния зуба цилиндрического прямозубого колеса / Изв. вузов. Горный журнал. - 1988. - №4
2. Сивер Л.Н. Математическая модель и алгоритм структурной оптимизации технологических процессов изготовления зубчатых колес / Научные труды: Межвузовский сборник (по направлению «Инженерная механика») - Луцк; Луцкий индустриальный институт, - 1996.