

ПРОДОЛЬНАЯ МОДИФИКАЦИЯ ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРИВОДОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ КОМБАЙНОВ КАК ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭНЕРГОВООРУЖЕННОСТИ

Бойко Н.Г., докт. техн. наук, проф., Сивер Л.Н. доцент,
Донецкий национальный технический университет

Установлены закономерности изменения параметров продольной модификации зубьев зубчатых колес от величины устойчивого момента привода комбайна.

The legitimacies of change of parameters of a lengthwise easing relief of cog-wheels from the value of the steady moment of a drive of a combine are placed.

Различные виды повреждений деталей горных машин рассмотрены в работах [1-3]. Представленная классификация видов повреждений является общей; более конкретизированная классификация может быть составлена для узких классов механических объектов на основе результатов их исследований.

Обобщая результаты работ [1, 3], можно выделить следующие виды повреждений зубчатых колес: излом, контактные повреждения зубьев и их износ; пластические деформации рабочих поверхностей зубьев; коррозия; повреждения шлицев и посадочных поверхностей.

Наиболее существенным в количественном отношении видом повреждений является усталостное выкрашивание цементационного слоя зубьев в районе полюсной контактной линии [1]. Следовательно, повышение несущей способности зубчатых колес обуславливает принятие критерием выбора продольных профилей зубьев контактную выносливость их рабочих поверхностей в полюсе зацепления.

Как следует из модели напряженного состояния контактирующих зубьев передачи [2] необходимое распределение нагрузки по ширине зубьев можно обеспечить, варьируя профиль зубьев одного из колес передачи при заданном продольном профиле зубьев другого колеса. Наиболее выгодным вариантом модификации колес передачи является модификация профиля зуба только одного колеса при прямом не модифицированном профиле зубьев другого. Для этого варианта модификации колес передачи разработана методика, в основу

которой положены модель напряженного состояния зубьев передачи привода исполнительного органа, метод определения эквивалентной удельной нагрузки и критерий оптимальности продольного профиля зубьев.

В основу метода положено свойство оптимального продольного профиля зубьев обуславливать одинаковые значения максимально возможной эквивалентной удельной нагрузки во всех выпускаемых редукторах.

Функция, описывающая продольный профиль, задается таблично N значениями координат профиля $Y_i, i=\overline{1, N}$.

Определение оптимального профиля зубьев заключается в следующем:

1. Задается исходный продольный профиль зубьев модифицируемого колеса передачи. Для определенности можно принять в качестве исходного прямой не модифицированный профиль $Y_i=0, i=\overline{1, N}$.
2. В каждом i -м сечении зуба определяется эквивалентная удельная нагрузка $w_{эi}(\gamma_{TK})$ для ряда значений из интервала ее изменения и устанавливается максимально возможное ее значение $[w_{эi}(\gamma_{TK})]_{max}$, где γ_{TK} - погрешность взаимного положения осей посадочных отверстий корпуса редуктора, $-\gamma_{TKmax} \leq \gamma_{TK} \leq \gamma_{TKmax}$.
3. Определяется очередное приближение оптимального продольного профиля $Y_i=Y_i^n - K_n [w_{эi}(\gamma_{TK})]_{max}$, где Y_i^n - предыдущее приближение оптимального продольного профиля; K_n - коэффициент, выбираемый из условия

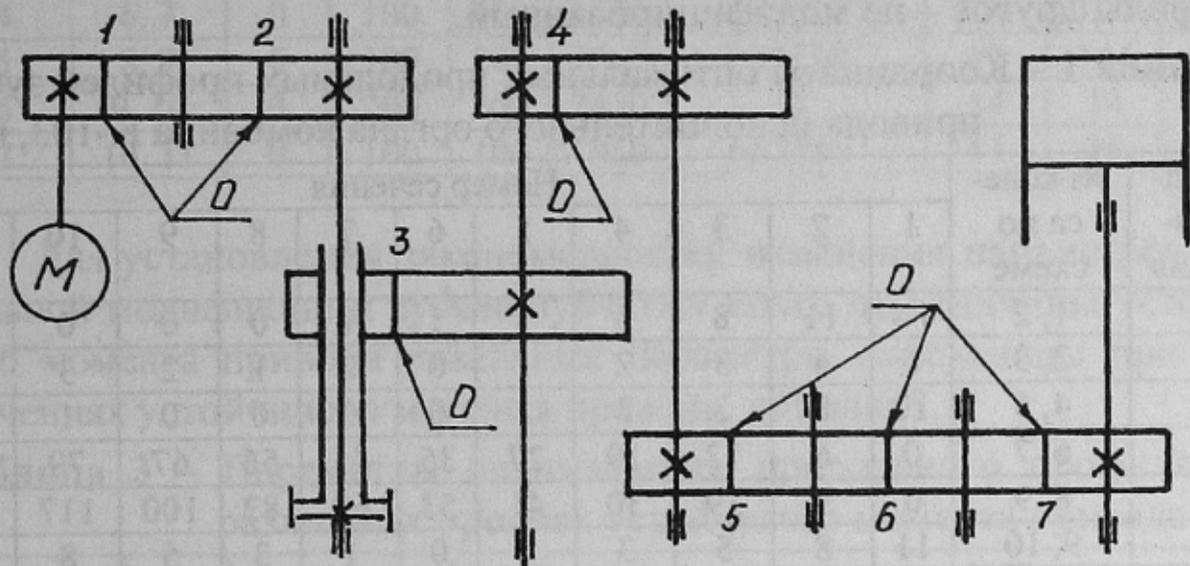
$$[w_{эi}(\gamma_{TK})]_{max}^0 \leq [w_{эi}(\gamma_{TK})]_{max}^n.$$

Индексами 0 и n обозначены величины, соответствующие очередному и предыдущему приближениям продольного профиля.

Вычисления по п. 2 и п. 3 повторяются для очередного приближения оптимального продольного профиля. Процесс вычислений заканчивается, когда очередное приближение оптимального продольного профиля обеспечивает отклонение значений $[w_{эi}(\gamma_{TK})]_{max}$ по всем N сечениям зуба, не превосходящее заданной величины. Достаточное количество приближений, как правило, не превышает десяти.

Расчет оптимальных параметров продольной модификации зубьев производился для зубчатых передач привода исполнительного органа комбайна К-103, оснащенного приводом шнека К-103 М.01.05.000. Кинематическая схема привода исполнительного органа и характеристика зубчатых колес приведены на рисунке 1.

Исходными данными для расчета оптимальных продольных профилей являются геометрические параметры передачи, средняя нагрузка, коэффициент ее вариации, а также параметры точности передачи – допуск на погрешность направления зубьев, допуски на перекос и не параллельность осей сопряженных колес.



O-начало координат, в которых получен продольный профиль

<i>N</i> зацепления	1	2	3	4	5	6	7
Модуль, мм	6	6	8	10	14	14	14
Число зубьев z_1, z_2	17, 44	44, 46	20, 41	13, 35	13, 19	19, 19	19, 13

Рисунок 1 – Кинематическая схема привода исполнительного органа комбайна К-103

Расчет оптимальных продольных профилей зубьев зубчатых колес привода исполнительного органа очистного комбайна К-103 выполнялся при устойчивом моменте двигателей равном 75 даН·м. Начало координат графиков продольных профилей расположено на торце зубчатых колес со стороны подвода крутящего момента к ведущему колесу передачи. Этот торец обозначен на кинематической схеме привода, (см. рис. 1).

Продольные профили, рассчитанные по разработанной методике, задаются таблично в нескольких сечениях зуба глубиной модификации. В приведенных расчетах глубина модификации (координаты продольного профиля) определялась в 11-и равномерно расположенных сечениях зуба с координатами $X_i = \frac{b_w}{11} \cdot (i - 0,5)$, $i = \overline{1, 11}$. Значения

координат оптимального продольного профиля в 11-и расчетных сечениях зуба приведены в таблице 1.

При определении оптимального профиля принято, что одно из сопряженных зубчатых колес должно иметь модифицированный профиль, другое – не модифицированный.

Таблица 1 – Координаты оптимальных продольных профилей зубьев привода исполнительного органа комбайна К-103, мкм

№ зацепления	№ колеса по схеме	Номер сечения										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1, 2	14	11	8	5	3	1	1	0	0	0	1
2	2, 3	6	4	3	2	1	0	0	1	2	3	4
3	4, 5	10	8	5	3	2	0	0	0	0	1	2
4	6, 7	0	6	12	19	27	35	45	56	67	79	92
5	8, 9	0	9	19	30	41	53	68	83	100	117	135
6	9, 10	11	8	5	3	1	0	1	3	5	8	11
7	10, 11	3	1	0	0	0	1	4	8	12	17	22

Полученные оптимальные продольные профили зубьев можно характеризовать двумя параметрами: углом наклона продольного профиля γ_m и бочкообразностью профиля Δ . Под углом наклона продольного профиля будем понимать угол между хордой, соединяющей крайние точки профиля, и номинальным не модифицированным профилем. Под бочкообразностью будем понимать наибольшее расстояние от указанной хорды до оптимального профиля. Практическое значение имеет также максимальная глубина модификации профиля Y_{max} . В таблице 2 приведены перечисленные параметры для серийных и оптимальных продольных профилей зубьев, а также максимальные значения эквивалентной удельной нагрузки $w_{эmax}$, характеризующие эффективность модификации. Данные таблицы 2 получены при устойчивом моменте двигателей, равном $75 \text{ даН} \cdot \text{м}$.

Таблица 2 – Параметры серийного и оптимального расчетного продольных профилей зубьев

№ зацепления	№ колеса по схеме	Серийный профиль				Оптимальный расчетный профиль			
		рад	мкм	мкм	H/мм	рад	мкм	мкм	H/мм
1	1, 2	0	40	40	490	$-2,75 \cdot 10^{-4}$	7	17	340
2	2, 3	0	0	0	720	$-5,0 \cdot 10^{-5}$	6	8	340
3	4, 5	0	0	0	920	$-1,46 \cdot 10^{-4}$	6	11	480
4	6, 7	0	100	100	1570	$1,28 \cdot 10^{-3}$	14	100	980
5	8, 9	0	100	100	1950	$1,30 \cdot 10^{-3}$	17	144	1320
6	9, 10	0	200	200	2430	0	14	14	1330
7	10, 11	0	100	100	1850	$1,87 \cdot 10^{-4}$	14	26	1300

Для установления закономерностей изменения параметров продольной модификации зубьев зубчатых колес от величины устойчивого момента привода указанные параметры определены при трех значениях устойчивого момента привода, таблица 3.

Таблица 3 – Параметры оптимального продольного профиля при различных уровнях устойчивого момента привода

№ зацепления	№ колеса по схеме	Устойчивый момент привода, даН · м								
		60			75			90		
		рад	мкм	мкм	рад	мкм	мкм	рад	мкм	мкм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1, 2	$-2,27 \cdot 10^{-4}$ *	7	15	$-2,75 \cdot 10^{-4}$ *	7	17	$-3,40 \cdot 10^{-4}$ *	7	18
2	2, 3	$-2,5 \cdot 10^{-5}$ *	6	7	$-5,0 \cdot 10^{-5}$ *	7	8	$-4,65 \cdot 10^{-5}$ *	6	8
3	4, 5	$-1,03 \cdot 10^{-4}$ *	7	10	$-1,46 \cdot 10^{-4}$ *	6	11	$-1,61 \cdot 10^{-4}$ *	6	12
4	6, 7	$1,0 \cdot 10^{-3}$ *	13	79	$1,28 \cdot 10^{-3}$ *	14	100	$1,5 \cdot 10^{-3}$ *	16	119
5	8, 9	$1,04 \cdot 10^{-3}$ *	15	115	$1,31 \cdot 10^{-3}$ *	17	145	$1,57 \cdot 10^{-3}$ *	18	174
6	9, 10	0	13	13	0	14	14	0	15	15
7	10, 11	$1,54 \cdot 10^{-4}$ *	14	23	$1,95 \cdot 10^{-4}$ *	14	26	$2,27 \cdot 10^{-4}$ *	14	29

Данные таблицы 3 свидетельствуют о том, что угол наклона продольного профиля γ_m пропорционален величине устойчивого момента. Следовательно, используя приведенные данные возможно оп-

ределение оптимального продольного профиля при любом значении устойчивого момента двигателей.

В результате расчета на ЭЦВМ получены продольные профили зубьев для каждого зацепления в предположении, что одно из колес является не модифицированным. Однако такой вариант назначения продольной модификации является не единственным. Очевидно, что параметры продольных профилей сопряженных колес $\gamma'_m, \gamma''_m, \Delta', \Delta''$ при соблюдении условий $\gamma_m = \gamma'_m + \gamma''_m$; $\Delta = \Delta' + \Delta''$, обеспечат тот же результат по распределению эквивалентной удельной нагрузки по ширине зуба, что и расчетный вариант, в котором $\gamma'_m = \gamma_m$; $\gamma''_m = 0$; $\Delta' = \Delta$; $\Delta'' = 0$.

Этот вывод необходимо учитывать при назначении параметров продольной модификации передач, которые имеют паразитные шестерни. У этих шестерен разноименные профили зуба в разных зацеплениях, в связи с чем продольные профили должны быть симметричны относительно продольной оси зуба. Это требование относится ко всем колесам, т.к. разноименные профили зубьев участвуют в зацеплении при различных вариантах сборки комбайна (для левого и правого забоев). Кроме того, необходимо сохранить одинаковые продольные профили у одинаковых по наименованию колес установленных в разных местах редуктора.

Параметры продольной модификации зубьев зубчатых колес, соответствующие оптимальным расчетным параметрам, приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Рекомендуемые параметры продольной модификации зубьев колес привода исполнительного органа комбайна К-103

№ зацепления	№ колеса по схеме	Расчетные параметры		Рекомендуемые параметры	
		рад	мкм	рад	мкм
1	1/ 2	$-2,75 \cdot 10^{-4}$	7	$-2,75 \cdot 10^{-4} / 0$	7/ 0
2	2/3	$-5,0 \cdot 10^{-5}$	6	$0 / -5,0 \cdot 10^{-5}$	0/6
3	4/5	$-1,46 \cdot 10^{-4}$	6	$-1,46 \cdot 10^{-4} / 0$	6/0
4	6/7	$1,28 \cdot 10^{-3}$	14	$1,28 \cdot 10^{-3} / 0$	14/0
5	8/9	$1,3 \cdot 10^{-3}$	17	$1,3 \cdot 10^{-3} / 0$	10/7
6	9/10	0	14	0/ 0	7/7
7	10/11	$1,87 \cdot 10^{-4}$	14	$0 / 1,87 \cdot 10^{-4}$	7/7

Таким образом, определенные оптимальные продольные профили зубьев зубчатых колес привода исполнительного органа комбайна К-103 повышенной энерговооруженности обеспечивают при прочих равных условиях возможность повышения энерговооруженности привода на величину до 35 % при сохранении нагруженности рабочих поверхностей зубьев на прежнем уровне.

Возможность продольной модификации зубьев зубчатых колес редукторов системы привода исполнительных органов очистных комбайнов для тонких пластов устанавливается путем сравнения ряда показателей для не модифицированного прямого и модифицированного оптимального продольного профиля зубьев.

Основным показателем эффективности продольной модификации является снижение максимальной эквивалентной удельной нагрузки, наименьшее значение которой обеспечивает оптимальный продольный профиль зубьев. Для количественной оценки эффективности оптимального продольного профиля по сравнению с прямым не модифицированным профилем введем коэффициент снижения максимальной эквивалентной нагрузки

$$K_{w_{\text{эmax}}} = \frac{[w_{\text{эт}}^{\text{нр}}(\gamma_{\text{ТК}})]_{\text{max}}}{[w_{\text{эт}}^{\text{мод}}(\gamma_{\text{ТК}})]_{\text{max}}}, \quad (1)$$

где $[w_{\text{эт}}^{\text{нр}}(\gamma_{\text{ТК}})]_{\text{max}}$, $[w_{\text{эт}}^{\text{мод}}(\gamma_{\text{ТК}})]_{\text{max}}$ - максимальная эквивалентная удельная нагрузка соответственно для не модифицированного и модифицированного продольных профилей. Коэффициент $K_{w_{\text{эmax}}}$ показывает, во сколько раз снижается максимальная нагруженность зубьев обуславливающая контактную выносливость их рабочих поверхностей при применении продольной модификации, а также характеризует снижение нагруженности передач в отдельно выпускаемых редукторах, имеющих наиболее неблагоприятные с точки зрения распределения нагрузки значения погрешности изготовления корпуса $\gamma_{\text{ТК}}$.

Для передач редуктора привода исполнительного органа комбайна типа К-103 коэффициент снижения максимальной нагруженности зубьев составляет 1,5-2,2 в зависимости от конструкции передачи. Это обеспечивает увеличение минимальной контактной долговечности рабочих поверхностей зубьев, расчетное значение которого составляет 3-10 раз.

Полагая, что γ_{TK} является случайной величиной, распределенной по усеченному нормальному закону, определим средневзвешенный коэффициент снижения максимальной эквивалентной удельной нагрузки во всех выпускаемых редукторах

$$Kw_{эср.в} = \frac{1}{2\gamma_{TKmax}} \cdot \int_{-\gamma_{TKmax}}^{\gamma_{TKmax}} P(\gamma_{TK}) \cdot \frac{w_{эм}^{np}(\gamma_{TK})}{w_{эм}^{mod}(\gamma_{TK})} \cdot d\gamma_{TK}, \quad (2)$$

где $P(\gamma_{TK})$ - плотность распределения вероятностей усеченного нормального закона.

Для исследуемых передач нагруженность зубьев, обуславливающая их контактную выносливость, снижается при оптимальном профиле зубьев в среднем на 20-60 % в зависимости от конструкции передачи. Соответственно расчетное повышение контактной долговечности зубьев составляет 2-4,5 раза.

Снижение эквивалентной удельной нагрузки при применении продольной модификации происходит за счет уменьшения неравномерности распределения нагрузки во всем диапазоне ее изменения. Поэтому оптимальный продольный профиль также обеспечивает снижение максимальной возможной нагрузки, характеризуемое коэффициентом

$$Kw_{max} = \frac{[w^{np}(x)]_{max}}{[w^{mod}(x)]_{max}} = \frac{K_{н\beta}^{np}}{K_{н\beta}^{mod}}, \quad (3)$$

где $[w^{np}(x)]_{max}$, $[w^{mod}(x)]_{max}$ - максимальная удельная нагрузка в передачах соответственно с не модифицированным и модифицированным профилями зубьев.

Для исследуемых передач коэффициент Kw_{max} составил 1,3-1,75.

Максимальная удельная нагрузка в передачах с не модифицированными зубьями вызывает скол торцов зубьев. Кроме того, степень развития износа и заедания зубьев пропорциональна удельной нагрузке. Следовательно, приведенный коэффициент Kw_{max} дает возможность охарактеризовать также снижение нагруженности зубьев, обуславливающей скол их торцов, заедание и износ при применении продольной модификации зубчатых колес.

Таким образом, определенные выше показатели эффективности продольной модификации зубьев колес свидетельствуют о том, что ее

применение позволяет повысить несущую способность исследуемых передач на 20-70 %. Это дает возможность повысить не менее, чем на 35 % энерговооруженность комбайна при сохранении существующего уровня долговечности колес.

Для установления необходимой точности и шероховатости рабочих поверхностей модифицированных зубьев были изготовлены опытные зубчатые колеса с оптимальным продольным профилем зубьев. Необходимые продольные профили всех колес получены путем дополнительной операции – шлифования зубьев на станках моделей 5852 и 5853, которые позволяют получать профиль обрабатываемых зубьев любой формы.

В соответствии с методикой одно из сопряженных колес каждой передачи имеет модифицированный продольный профиль зубьев, а другое – прямой.

Список источников:

1. Молдавский Л.А., Финкельштейн З.Л., Верклов Б.А. Виды повреждений и долговечность трансмиссий горных машин. –М.: Недра, 1981. –192 с.
2. Бойко Н.Г., Сивер Л.Н. Математическая модель напряженно-деформированных зубьев зубчатых колес редуктора привода рабочего органа машины./Наукові праці Донецького державного технічного університету. Вип. 27, серія гірничо-електромеханічна. –Донецьк: ДонДТУ, 2001. –462 с.
3. Цымбал С.М. Повышение несущей способности зубчатых колес привода стреловидного исполнительного органа проходческих комбайнов. Дис. ... канд.техн.наук. – Донецьк: ДПИ, 1985. –215 с.