Горные стационарные установки и машины.
Записки Ленинградского горного института. Л., 1988. Т.117

УДК 621.833.1

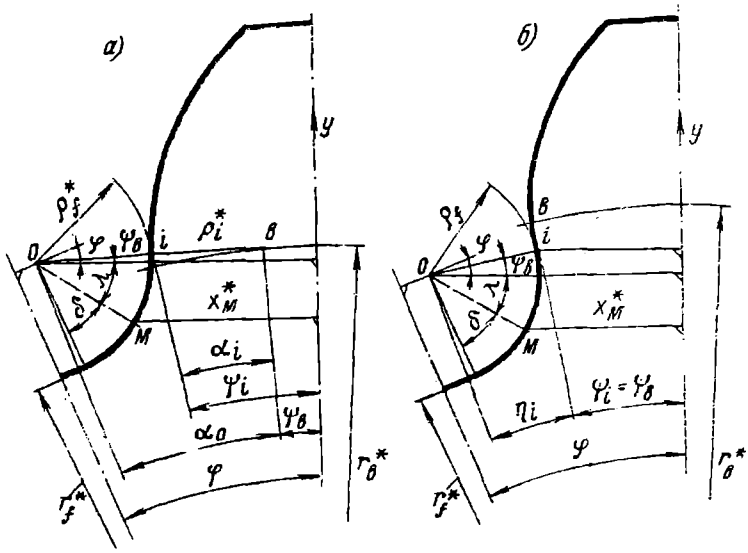
НАПРЯЖЕНИЯ ЗУБЬЕВ КОЛЕС, НАРЕЗАЕМЫХ КОПИРОВАНИЕМ ВПАДИН

И.П.ИВАНОВ

В производстве зубчатых колес горно-транспортных, грузоподъемных, строительно-дорожных и других машин, особенно в условиях ремонтных заводов или мастерских, нередко зубья нарезают методом копирования впадин дисковыми или пальцевыми фрезами. Крупномодульные зубчатые колеса экскаваторов, дробилок, цементных вращающихся печей, как правило, нарезают таким методом. Вместе с тем применяемые методы расчетов на прочность и выносливость зубьев при изгибе [1, 4] базируются на обкатном методе их нарезания червячными фрезами или гребенками. При этом в расчетах наибольших местных напряжений зубьев через коэффициент Y_F, учитывающий их формы, учитывают относительные размеры толщин зубьев s^*_M в условных опасных сечениях и радиусы кривизны в опасных зонах переходных контуров зубьев. В обкатном нарезании зубьев колес радиусы кривизны их переходных контуров зависят от числа зубьев, параметров производящего контура и смещений его при нарезании относительно заготовки, причем по высоте переходной зоны эти радиусы сильно изменяются и обычно превышают радиус скругления кромки зуба производящего контура [3].

По нашим исследованиям, зубья колес, нарезаемые копированием впадин, имеют толщины зубьев в условных опасных сечениях и постоянные радиусы кривизны переходных контуров меньшие, чем при обкатном нарезании зубьев того же модуля. В результате наибольшие местные расчетные напряжения при изгибе зубьев в большинстве случаев существенно больше тех, по которым оценивают прочность и выносливость зубьев по применяемым расчетным методикам.

Современные расчеты наибольших местных напряжений на переходном контуре зуба в ломаном недеформируемом сечении базируются на координатах его расчетных точек и радиусах кривизны в них. Соответствующие аналитические взаимосвязи, форма переходных контуров и радиусы их кривизны для обкатного формирования зубьев реечным производящим контуром с комбинированным смещением представлены автором в работе [3]. В этой статье рассмотрим основные расчетные зависимости параметров, влияющих на напряжения при изгибе зубьев, нарезаемых копированием их впадин. Примем во внимание возможности комбинированного смещения профилей производящего контура и оценим расчетные наибольшие напряжения при изгибе зубьев в сравнении с напряжениями зубьев, нарезаемых обкаткой режущим инструментом со стандартными параметрами.



Торцовый профиль зуба с переходным контуром, сопряженные вне основной окружности (а) и внутри ее (б)

При нарезании зубьев копированием впадин радиус кривизны переходного контура зуба равен радиусу скругления производящего контура в любом его положении относительно заготовки, т.е. от смещения не зависит. Координаты точек на переходном контуре зуба колеса определяются расположением центра кривизны этого контура внутри или вне основной окружности, т.е. зависят от числа зубьев колеса и от смещений производящего контура. С учетом этих особенностей зубьев колес, нарезаемых копированием впадин, методика расчетов наибольших местных напряжений при изгибе зубьев может быть единой с той, которая разработана автором для обкатных зубьев с комбинированным смещением профилей [2].

На рисунке, а показан переходный участок зуба колеса с точкой i сопряжения с эвольвентным профилем, расположенной вне основной окружности на касательной к ней, проведенной из центра кривизны скругленного контура. Эта точка сопряжения в данном случае совпадает с нижней граничной точкой эвольвентного профиля. Безразмерные координаты текущей точки M переходного контура в системе, начало которой совмещено с осью зубчатого колеса,

$$\left.\begin{aligned} x^*_M &= r^*_i \sin\psi_i + \rho^*_f(\cos\psi_B - \cos\lambda); \\ y^*_M &= r^*_i \cos\psi_i - \rho^*_f(\sin\psi_B + \sin\lambda), \end{aligned}\right\} \qquad (I)$$

где r^*_i - радиус точки сопряжения скругленного участка зуба с эвольвентным профилем; ψ_i - половина угловой толщины зуба на этом радиусе; ρ^*_f коэффициент радиуса скругления переходного участка; ψ_B - половина угловой толщины зуба между центрами кривизны нижних граничных точек эвольвент-

ных профилей зуба; λ – угол отклонения сечения, в котором расположена точка M, от нормали к оси зуба;

$$r_i^* = \rho_i^* / \sin\alpha_i ; \qquad (2)$$

ρ_i^* – радиус кривизны точки сопряжения скругленного участка с эвольвентным профилем, отнесенный к модулю зубьев; α_i – угол профиля в этой точке;

$$\rho_i^* = (r_f^* + \rho_f^*)\sin\alpha_0 - \rho_f^* ; \qquad (3)$$

r_f^* – радиус впадин, отнесенный к модулю зубьев; α_0 – угол между радиусами центра скругления переходного участка и центра кривизны его точки сопряжения,

$$\alpha_0 = \arccos\left(r_b^* / (r_f^* + \rho_f^*)\right); \qquad (4)$$

r_b^* – основной радиус зубчатого колеса, отнесенный к модулю зубьев;

$$\psi_i = s_i^* / 2r_i^* = (0{,}5\pi + 2x\,\mathrm{tg}\alpha + x_\tau)/z + inv\alpha - inv\alpha_i ; \qquad (5)$$

s_i^* – относительная толщина зуба на радиусе r_i^*; x – коэффициент радиального смещения производящего контура; x_τ – коэффициент изменения делительной толщины; z – число зубьев колеса; α – делительный угол профиля;

$$\alpha_i = \mathrm{arctg}\left(\rho_i^* / r_B^*\right); \qquad (6)$$

$$\psi_B = \psi_i - \alpha_i \qquad (7)$$

$$\lambda = 0{,}5\pi - \varphi - \delta ; \qquad (8)$$

φ – половина углового шага зубьев, $\varphi = \pi/z$; δ – угол положения сечения, в котором расположена точка M, относительно оси впадины зуба, в расчетах напряжений δ принят независимым параметром с пределами изменений 0–δ_i; по схеме $\delta_i = 0{,}5\pi - \varphi + \psi_B$.

При расположении переходного участка зуба полностью внутри основной окружности колеса (рисунок, б) взаимосвязи параметров несколько упрощаются. Участок ib высоты зуба между переходной кривой и основной окружностью выполняют по радиальной прямой, в частном случае его может не быть. Нижняя граничная точка эвольвентного профиля совпадает с началом эвольвенты.

Безразмерные координаты текущей точки M переходного контура и в этом случае соответствуют уравнениям (1), но входящие параметры r_i^* и ψ_i при этом выражаются иначе. Радиус точки сопряжения скругленного участка с переходной прямой

$$r_i^* = (r_f^* + \rho_f^*)\cos\eta_i , \qquad (9)$$

где

$$\eta_i = \arcsin\left(\rho_f^* / \left(r_f^* + \rho_f^*\right)\right); \qquad (10)$$

$$\psi_i = \psi_B = s_B^* / 2r_B^* = \left(0{,}5\pi + 2x\,\mathrm{tg}\,\alpha + x_\Sigma\right) / \qquad (11)$$

s_B^* – с ловная толщина, отнесенная к модулю зубьев; остальные етные зависимости остаются прежними.

Итак, разработаны необходимые взаимосвязи параметров для расчетов напряжений зубьев, нарезаемых копированием впадин. Сравнительная оценка напряжений при изгибе зубьев по результатам компьютерных расчетов ряда зубчатых пар с разными смещениями профилей дана в таблице. Расчетным поиском (методом дихотомии) выявлены наибольшие местные напряжения в переходном контуре зуба на стороне приложения нагрузки у верхней кромки зуба с регистрацией ряда характеристичных параметров опасного сечения. В таблице даны соотношения лишь двух основных из них – толщин зубьев и радиусов кривизны для точек контуров в опасных ломаных сечениях. Напряжения отражены соотношениями коэффициентов Y_F формы зубьев, нарезаемых копированием впадин, по сравнению с аналогичными характеристиками зубьев, нарезаемых обкаткой стандартным режущим инструментом с коэффициентом радиуса скругления производящего контура ρ_K^* 0,38. Верхний индекс k соответствует нарезанию копированием.

Сравнительная оценка напряжений при изгибе зубьев колес, нарезаемых копированием впадин, с напряжениями обкатных зубьев при угле трения цепления, равном 7°

Пример	ε_α	z_1	z_2	x	x_Σ	$s_M^{*(k)}/s_M^*$, %	$\rho_f^{*(k)}/\rho_f^*$, %	$Y_F^{(k)}/Y_F$
	1,646	18				92,5	50,7	13
		–	52			98,2	99,0	110,3
2	1,646	18	–			91,0	100,0	124,0
			52			97,7	100,0	105,5
3	1,529	18		0,5		98,7	83,5	108,
			52	-0,5		96,5	48,5	133,
4	1,340	18	–	1,0		96,0	95,5	101,9
			52	-1,0		91,7	31,0	165,7
5	1,246	18	–	0,4808	-0,10	98,4	85,0	107,7
		–	52	0	-0,25	97,8	71,4	115,2
6	1,734	20	–			92,8	55,9	134,4
			200			98,8	84,3	107,4
7	1,734	20	–			91,5	100,0	122,5
			200			98,9	100,0	102,1
8	1,573	20	–	0,5		93,2	83,2	
			200	-0,5		98,6	72,5	
9	1,369	20	–	1,0		99,6	95,7	101,8
			200	-1,0		98,5	60,7	121,6
10	1,254	20	–	0,511	0	98,8	3,0	
			200	0	-0,372	99,0	2	

Окончание таблицы

Пример	ε_α	z_1	z_2	x	x_τ	$s_M^{*(k)}/s_M^*$, %	$\rho_f^{*(k)}/\rho_f^*$, %	$Y_F^{(k)}/Y_F$, %
11	2,0	20	-	0,1831	0,2	95,8	65,4	123,1
		-	200	-0,458	0	98,4	68,4	108,5
12	2,0	20	-	0,1831	0,2	94,3	77,6	116,5
			200	-0,458	0	98,5	78,8	110,5

Примечание. Во всех графах первая строка относится к шестерне, вторая – к колесу.

Во всех расчетных примерах толщины зубьев и радиусы кривизны переходного контура в опасных сечениях при нарезании копированием впадин меньшие, чем при нарезании зубьев обкаткой с такими же смещениями производящего контура, а напряжения при изгибе зубьев, нарезанных копированием впадин, больше напряжений обкатных зубьев. Разница в напряжениях зубьев без смещений достигает 35 % (примеры I и 6), а при больших смещениях даже 65 % (пример 4). В примерах 2 и 7 радиус скругления производящего контура специально подобран таким, чтобы в опасном сечении при обкатке зуба получить $\rho_f^* = \rho_K^*$, как видно из таблицы, и в этих случаях толщины зубьев в опасных сечениях получены меньшими, а напряжения бо́льшими, чем при обкатном нарезании зубьев, хотя разница в напряжениях менее значительна, чем в других примерах.

В примерах II и I2 рассмотрены случаи при $x_\tau > 0$ с двухпарным перекрытием и коэффициентом $\varepsilon_\alpha = 2$ (коэффициент радиального зазора уменьшен на 0,I), причем в примере I2 напряжения и характеристики опасных сечений рассчитаны для приложения нагрузки в верхней точке однопарного зацепления, что представляет интерес для передач точного исполнения. Результаты сравнений аналогичны результатам в остальных примерах, т.е. качественно однозначны.

Разработка и освоение методики расчетов напряжений зубьев колес с учетом способа их нарезания восполнит существовавший пробел в научном обосновании прочности и надежности зубчатых передач.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. М. Изд-во стандартов, 1982.

2. Иванов И.П. Напряжения при изгибе зубьев зубчатых колес с комбинированным смещением профилей // Зап. ЛГИ. Т. 108. 1986.

3. Иванов И.П. Уравнения переходных кривых зубьев колес, нарезаемых реечным производящим контуром с комбинированным смещением профилей // Зап. ЛГИ. Т.97. 1983.

4. ОСТ 22-922-84. Краны стреловые самоходные. Расчет зубчатых передач на прочность. М. : ВНИИСДМ, 1984.