

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА СТАДИИ КОМПЬЮТЕРНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Блескун В.Ф., Стручкова О.Ю. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Нагрузочная способность зубчатых передач определяется изгибной и контактной прочностью зубьев, расчет по этим критериям регламентирует ГОСТ 21354-87, на базе которого разработана соответствующая методика [1,2]. В качестве критерия нагрузочной способности может быть принят передаваемый номинальный вращающий момент на колесе, который для цилиндрической прямозубой передачи внешнего зацепления из условия изгибной и контактной прочности определяется соответственно:

$$T_{u2} = \frac{m^2 z_2 b [\sigma]_F}{2KY_F}, \quad \text{Нмм} \quad (1)$$

$$T_{k2} = \left(\frac{a_{\omega} u [\sigma]_H}{310} \right)^2 \frac{b}{K(u+1)^3}, \quad \text{Нмм}, \quad (2)$$

где m – модуль передачи, мм;

z_2 – число зубьев колеса;

b – ширина зубчатого венца колеса, мм;

$[\sigma]_F, [\sigma]_H$ – допускаемые изгибные и контактные напряжения, МПа;

K – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент формы зуба;

a_{ω} – межосевое расстояние, мм;

u – передаточное число.

Анализ уравнений (1) и (2) показывает, что нагрузочная способность передачи по изгибной прочности пропорциональна числу зубьев, квадрату модуля и допускаемым напряжениям $[\sigma]_F$, а по контактной – квадрату числа зубьев, квадрату модуля ($a_{\omega} = 0,5m(z_1 + z_2)$) и квадрату допускаемых напряжений $[\sigma]_H$. Следовательно,

отношение $\frac{T_{u2}}{T_{k2}}$, которое показывает, какая прочность – изгибная или контактная -

является определяющей нагрузочную способность передачи, будет зависеть от двух основных факторов: уровня допускаемых напряжений (уровня твердости) и способа проектирования передачи. При этом под способом проектирования следует понимать два принципиально разных подхода: проектирование с минимальным числом зубьев шестерни $z_1 = 17$ и, следовательно, с максимальным модулем и максимальной несущей способностью по изгибу, или с минимальным модулем, принимаемым обычно $m = (0,01 \dots 0,02)a_{\omega}$, и соответствующим увеличением чисел зубьев.

Поскольку допускаемые изгибные и контактные напряжения определяются в первую очередь уровнем твердости материала колес, который в свою очередь определяет технологию их изготовления (необходимость шлифования зубьев, вид термической обработки и др.), представляет научный и практический интерес оценка стоимости изготовления зубчатых колес в зависимости от твердости их материала.

Целью работы является оптимизация параметров зубчатой передачи на стадии ее проектирования по следующим факторам:

- габаритные размеры (нагрузочная способность);
- стоимость изготовления;
- способ проектирования (соотношение модуля и числа зубьев.)

Оценка стоимости изготовления зубчатых колес проводилась по специально разработанной компьютерной программе на основе калькуляции себестоимости, выполненной НПП “Донгорсельмаш”.

Исследования проводились на цилиндрической прямозубой передаче с параметрами: $a_{\omega}=200\text{мм}$, $u=3$, $b=50\text{мм}$, спроектированной по двум вариантам: первый - с максимальным модулем $m=5\text{мм}$, $z_1=20$, $z_2=60$, и второй - с минимальным модулем $m=2\text{мм}$, $z_1=50$, $z_2=150$. Допускаемые напряжения определялись по методике [1,2] на всем интервале твердости для зубчатых колес, допускаемые изгибные напряжения для реверсивных передач принимались $0,7[\sigma]_F$.

Результаты расчетов приведены в Табл.1, Табл.2 и на Рис.1, Рис.2.

Таблица 1. Результаты расчета передач (в скобках – для реверсивных передач.)

Вариант	Твердость HRC	$[\sigma]_F$ МПа	$[\sigma]_H$ МПа	1 ^й тип передачи			2 ^й тип передачи		
				T_{u2}	$T_{\kappa2}$	$\frac{T_{u2}}{T_{\kappa2}}$	T_{u2}	$T_{\kappa2}$	$\frac{T_{u2}}{T_{\kappa2}}$
				Нм	Нм		Нм	Нм	
1	20	212	392	1632	338	4,8 (3,4)	653	338	1,9 (1,3)
2	30	318	558	2450	685	3,8 (2,7)	980	685	1,4 (1,0)
3	50	353	875	2718	1684	1,6 (1,1)	1080	1684	0,6 (0,4)
4	60	470	1061	3620	2476	1,5 (1,0)	1448	2476	0,6 (0,4)

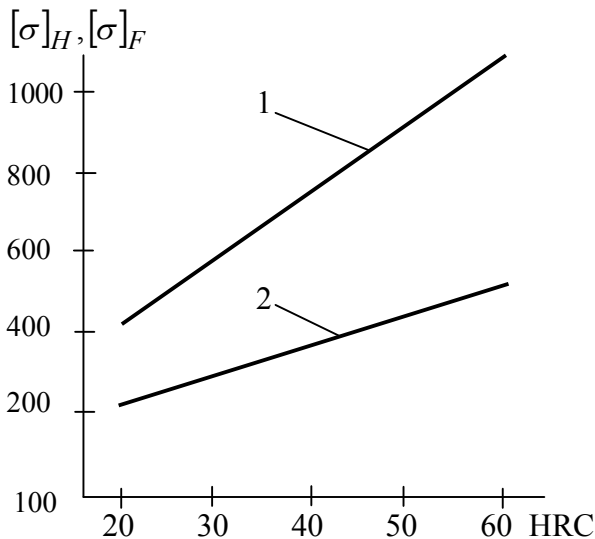


Рисунок 1. Зависимость допускаемых напряжений от твердости для нереверсивных передач (кривая 1 - $[\sigma]_H$, кривая 2 - $[\sigma]_F$)

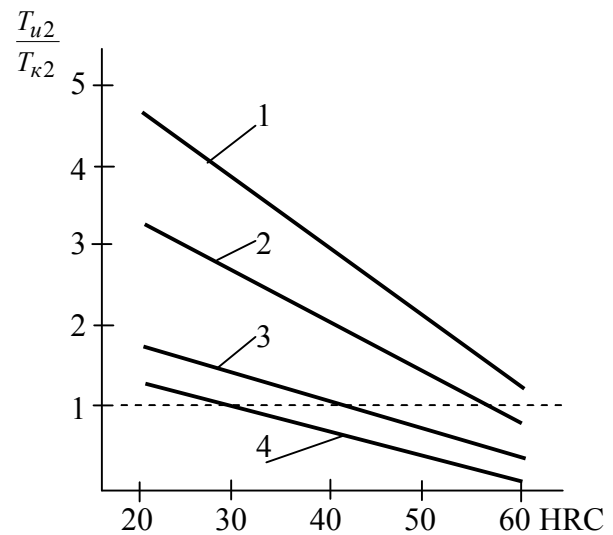


Рисунок 2. Зависимость отношения $\frac{T_{u2}}{T_{\kappa2}}$ от твердости (кривые 1,2 - первый тип передачи, кривые 3,4 - второй, кривые 1,3 - нереверсивный режим, 2,4 – реверсивный режим.)

Из приведенных данных видно (Табл.1, Рис.1), что при увеличении твердости в исследованном интервале наблюдается более интенсивный рост допускаемых контактных напряжений по сравнению с изгибными. Такой характер изменения допускаемых напряжений связан, по видимому, с резким уменьшением пластических свойств стали при высокой твердости и обусловленное этим снижение сопротивляемости зарождению и развитию трещин усталости [3], что в большей степени сказывается при объемной деформации – при изгибе. Учитывая, что величина $T_{к2}$ пропорциональна квадрату допускаемых напряжений, следует ожидать ускоренный рост контактной прочности передачи по сравнению с изгибной при повышении твердости материала.

Как видно из Рис.2 для передач первого типа (кривые 1 и 2) практически во всем интервале твердости нагрузочная способность по изгибу значительно превышает нагрузочную способность по контактным напряжениям как для реверсивных, так и для нереверсивных передач ($\frac{T_{u2}}{T_{к2}} \cong 1...5$). Для передач второго типа (кривые 3 и 4), работающих как в реверсивном, так и в нереверсивном режимах в интервале твердостей HRC30...40 наблюдается равнопрочность по изгибным и контактным напряжениям.

Для исследования влияния уровня твердости материала на стоимость зубчатых колес с помощью компьютерной программы АРМ Win Machine проведено проектирование зубчатой передачи для следующих исходных данных: вращающий момент $T_2=2000 \text{ Нм}$, частота вращения $n_2=20 \text{ об/мин.}$, передаточное число $u=3$, передача нереверсивная. Из приведенных в Табл.2 данных видно, что при увеличении твердости зубчатых колес с HRC20 до HRC60 значительно увеличиваются габаритные размеры передачи и как результат стоимость их изготовления.

Таблица 2. Стоимость изготовления зубчатых колес при различной твердости

№ п/п	HRC	b мм	d _{a1} мм	d _{a2} мм	Элемент	Стоимость, грн.				
						Материал	Изготовл. заготовки	Формир. зубьев	Термо-обrab.	Всего
1	20	162	141	415	Колесо	581	583	151	12	1327
					Шестер.	135	20	52	2	209
					Всего	716	603	203	14	1536
2	30	115	112	331	Колесо	263	263	86	9	621
					Шестер.	61	9	29	1	100
					Всего	324	277	115	10	721
3	50	95	96	280	Колесо	156	156	82	6	400
					Шестер.	37	6	29	1	73
					Всего	193	162	111	7	473
4	60	80	82	234	Колесо	92	92	58	14	256
					Шестер.	23	4	21	2	50
					Всего	115	96	79	16	306

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. При проектировании зубчатой передачи необходимо отдавать предпочтение твердым сталям (HRC 50...60), обеспечивающим минимальные размеры и стоимость зубчатых колес. Стали с низкой твердостью (HRC<20) могут применяться в условиях мелкосерийного производства при отсутствии возможности шлифования зубьев.

2. При проектировании зубчатых передач с минимальным числом зубьев и максимальным модулем, проектный расчет целесообразно проводить на контактную прочность на всем интервале твердости стали, а при проектировании с максимальным числом зубьев и минимальным модулем – только при твердости $HRC \leq 350$.

3. Проектирование зубчатых передач с минимальным числом зубьев и максимальным модулем целесообразно проводить при наличии больших кратковременных перегрузок, увеличивающих вероятность поломки зубьев. При работе передачи с большими окружными скоростями следует отдавать предпочтение проектированию передач с минимальным модулем и максимальным числом зубьев, обеспечивающим увеличение коэффициента перекрытия, плавности и бесшумности работы.

Список литературы. 1. Решетов Д.Н. Детали машин.– М.:Машиностроение, 1989.- 496 с. 2. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. -560 с. 3. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. -456с.