

К ОЦЕНКЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ИЗГИБНЫМ И КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Блескун В.Ф., Андреева Д. 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 работе [1] указано: «Если прочность на изгиб является основным критерием работоспособности (для закаленных до высокой твердости зубчатых колес) расчет ведется в форме определения модуля с последующей проверкой контактной прочности». Вместе с тем в приведенной работе не указано о какой передаче идет речь: о передаче, проектируемой с максимальным модулем и минимальным числом зубьев или наоборот – с минимальным модулем и максимальным числом зубьев.

Целью работы является определение главного критерия работоспособности зубчатых передач в зависимости от уровня твердости материала и способа их проектирования (с максимальным модулем и минимальным числом зубьев или наоборот) и обеспечение на этой основе оптимальных эксплуатационных качеств передач на стадии их проектирования.

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:

$$T_{u2} = \frac{m^2 Z_2 b_w [\sigma]_F}{2KY_F}, \text{ Нмм} \quad (1)$$

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

где m – модуль передачи, мм;

Z_2 – число зубьев колеса;

b_w – ширина колеса, мм;

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

МПа;

K – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент формы зуба;

a_w – межосевое расстояние, мм;

u – передаточное число.

Анализ выражений (1) и (2) показывает, что нагрузочная способность передачи по изгибной прочности пропорциональна квадрату модуля, числу зубьев и допускаемым напряжениям $[\sigma]_F$, а по контактной прочности – квадрату модуля ($a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$), квадрату числа зубьев и квадрату допускаемых напряжений $[\sigma]_H$. Следовательно, отношение $\frac{T_{u2}}{T_{к2}}$, 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 $m = (0,01...0,02)a_w$, и соответствующим увеличением чисел зубьев.

Исследование проводили на цилиндрической прямозубой передаче с параметрами: $a_w=200$ мм, $u=3$, $b_w = 50$ мм, спроектированной по двум вариантам: первый-с максимальным модулем $m=5$ мм, $Z_1=20$, $Z_2=60$, и второй - с минимальным модулем $m = 2$ мм, $Z_1=50$, $Z_2=150$. Допускаемые напряжения определяли по методике [1,2] на всем интервале твердости для зубчатых колес, допускаемые изгибные напряжения для реверсивных передач принимали $0,7[\sigma]_F$

Результаты исследования приведены в таблице и на рис.1, рис.2.

Таблица. Результаты расчета передач

	Твердость HRC	$[\sigma]_F$ МПа	$[\sigma]_H$ МПа	1 ^й тип передачи			2 ^й тип передачи		
				T_{u2} Нм	$T_{к2}$ Нм	$\frac{T_{u2}}{T_{к2}}$	T_{u2} Нм	$T_{к2}$ Нм	$\frac{T_{u2}}{T_{к2}}$
1	20	212	392	1632	338	4,8	653	338	1,9
2	30	318	558	2450	685	3,8	980	685	1,4
3	50	353	875	2718	1684	1,6	1080	1684	0,6
4	60	470	1061	3620	2476	1,5	1448	2476	0,6

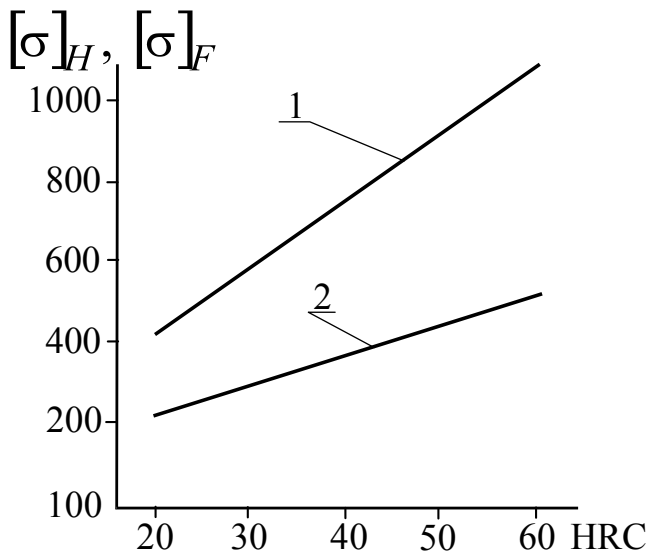


Рисунок 1 – Зависимость допускаемых напряжений от твердости (кривая 1 – $[\sigma]_H$, кривая 2 – $[\sigma]_F$)

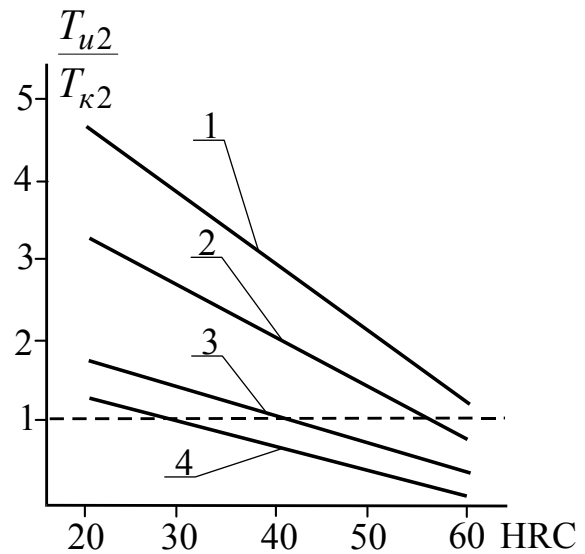


Рисунок 2 - Зависимость отношения $\frac{T_{u2}}{T_{к2}}$ от твердости (кривые 1,2 – первый тип передачи, кривые 3,4 – второй, кривые 1,3 – нереверсивный режим, 2,4 – реверсивный.)

Из приведенных данных видно, 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 ($\frac{T_{u2}}{T_{к2}} \cong 1 \dots 5$). Для передач второго типа (кривые 3 и 4), работающих как в реверсивном, так и в нереверсивном режимах в интервале твердостей

$H = 30 \dots 40$ HRC наблюдается равнопрочность по изгибным и контактным напряжениям.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. 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 $H \leq 35$ HRC.

2. Проектирование зубчатых передач с минимальным числом зубьев и максимальным модулем целесообразно проводить при наличии больших кратковременных перегрузках, 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 в работе.

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