

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА СТАДИИ КОМПЬЮТЕРНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Блескун В.Ф., Полякова Е.В. (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:

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

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

где  $m$  – модуль передачи, мм;  
 $Z_2$  – число зубьев колеса;  
 $b$  – 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 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 –

$a_w = m \frac{Z_1 + Z_2}{2}$  – и квадрату допускаемых напряжений  $[\sigma]_H$ . Следовательно,

отношение  $T_{u2} / T_{k2}$ , 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  $m=(0,01 \dots 0,02)a_w$ , 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.)

Оценку стоимости изготовления зубчатых колес проводили по специально разработанной компьютерной программе на основе калькуляции себестоимости, выполненной НПП “Донгорсельмаш”. [3]

Исследование проводили на цилиндрической прямозубой передаче с параметрами:  $a_w=200$  мм,  $u=3$ ,  $b=50$  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].

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

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

|   | Твердость<br>HRC | $[\sigma]_F$<br>МПа | $[\sigma]_H$<br>МПа | 1 <sup>й</sup> тип передачи |                |                 | 2 <sup>й</sup> тип передачи |                |                 |
|---|------------------|---------------------|---------------------|-----------------------------|----------------|-----------------|-----------------------------|----------------|-----------------|
|   |                  |                     |                     | $T_{u2}$<br>Нм              | $T_{к2}$<br>Нм | $T_{u2}/T_{к2}$ | $T_{u2}$<br>Нм              | $T_{к2}$<br>Нм | $T_{u2}/T_{к2}$ |
| 1 | 20               | 212                 | 392                 | 1469                        | 338            | 4,3 (3,0)       | 653                         | 338            | 1,9 (1,3)       |
| 2 | 30               | 318                 | 558                 | 2205                        | 685            | 3,2 (2,2)       | 980                         | 685            | 1,4 (1,0)       |
| 3 | 50               | 353                 | 875                 | 2446                        | 1684           | 1,4 (1,0)       | 1080                        | 1684           | 0,6 (0,4)       |
| 4 | 60               | 470                 | 1061                | 3258                        | 2476           | 1,3 (0,9)       | 1448                        | 2476           | 0,6 (0,4)       |

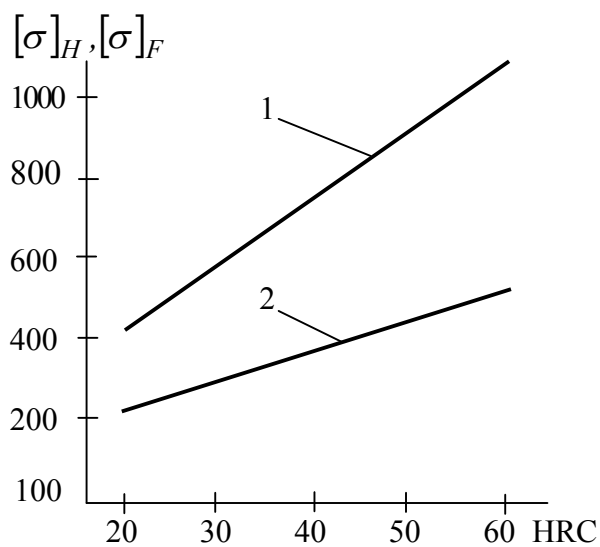


Рисунок 1 - Зависимость допускаемых

напряжений от твердости для неревер-

сивных передач(кривая 1 -  $[\sigma]_H$ ,

второй,

кривая 2-  $[\sigma]_F$ )

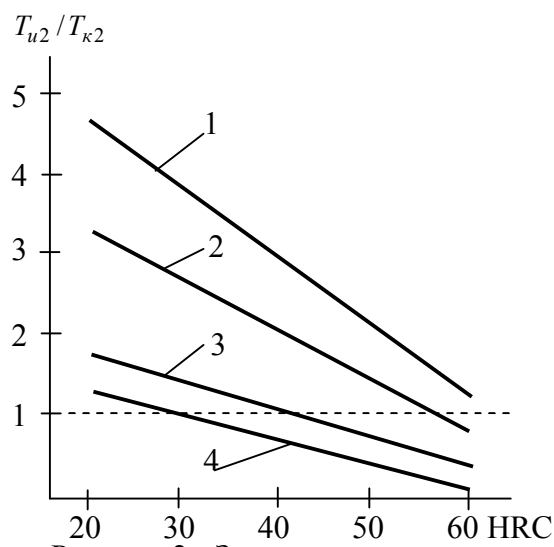


Рисунок 2 - Зависимость отношения

$T_{u2}/T_{к2}$  от твердости (кривые 1,2-

вый тип передачи, кривые 3,4-

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 [4], 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 ( $T_{u2}/T_{к2} \cong 1...5$ ). Для передач второго типа (кривые 3 и 4), работающих как в реверсивном, так и в нереверсивном режимах в интервале твердостей 30HRC...40HRC наблюдается равнопрочность по изгибным и контактным напряжениям.

Для исследования влияния уровня твердости материала на стоимость зубчатых колес с помощью компьютерной программы APM 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 20HRC до 60HRC значительно уменьшаются габаритные размеры передачи и как результат - стоимость их изготовления (курс - 1дол. США - 5,4 грн.)

Таблица 2. Стоимость изготовления зубчатых колес при различной твердости, грн.

| № п/п | HRC | $b$<br>мм | $d_{a1}$<br>мм | $d_{a2}$<br>мм | Эле-<br>мент | Мате-<br>риал | Изгот.<br>загот. | Формир.<br>зубьев | Термо-<br>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 (50HRC...60HRC), обеспечивающим минимальные размеры и стоимость зубчатых колес. Стали с низкой твердостью ( $H < HRC35$ ) 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, а при проектировании с максимальным числом зубьев и минимальным модулем – только при твердости  $H \leq HRC35$ .

3. 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: Афiша, 2003. -560 с. 3. Блескун В.Ф., Серета А.А. Оценка стоимости изготовления зубчатых передач на стадии компьютерного проектирования. Материалы 7<sup>й</sup> региональной научно – методической конференции. Донецк, ДонНТУ, 2005.-72с. 4. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. - 456с.