

Л.В. КУРМАЗ, к.т.н., Политехника Свентокшистская в Кельцах (Польша), **П.Н. КАЛИНИН**, к.т.н., Национальный технический университет «ХПИ» (Харьков, Украина)

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

TO A PROBLEM OF DEFINITION OF SUPPOSED EFFORTS IN GEARS

Введение

При проектировании механических передач всегда решается вопрос определения допускаемых напряжений. Существующие методики и рекомендации по определению допускаемых напряжений опираются на ГОСТ 21354-87 [1], который регламентируют определение допускаемых напряжений на этапах:

- а) - проектировочного расчета (σ_{HPa} , σ_{FPa});
- б) - проверочного расчета ($\sigma_{HP\delta}$, $\sigma_{FP\delta}$).

К сожалению вопросы использования допускаемых напряжений для проектировочного и проверочного расчетов зубчатых передач с учетом рекомендаций ГОСТа не нашли своего полного отражения в методиках их расчета. В [2, 3, 4, 5] определение допускаемых напряжений выполняется обычно после выбора материалов шестерни (колеса) и вида их химико-термической обработки только в виде для проектировочного расчета (σ_{HPa} , σ_{FPa}). Значения этих допускаемых напряжений далее используются также для проведения проверочных расчетов.

Следуя [6], после выполнения проектировочного расчета (определения d_{w1} или a_w - для закрытых передач; m - для открытых передач) производится выбор основных размеров и параметров зубчатой передачи.

Проектировочный расчет не исключает, а предписывает последующее выполнение проверочного расчета для передач с выбранными размерами и параметрами. А это требует определения допускаемых напряжений ($\sigma_{HP\delta}$, $\sigma_{FP\delta}$) для проверочного расчета, что возможно только после выбора параметров передачи.

Основные положения

2.1. Для закрытых зубчатых передач определение их размеров и параметров осуществляется проектировочным расчетом на контактную выносливость из условия

$$\sigma_H \leq \sigma_{HPa}), \quad (1)$$

где σ_H - контактные напряжения в полюсе зацепления, не рассматриваемые в работе; $\sigma_{HPa)}$ - допускаемые контактные напряжения для проектировочного расчета, не вызывающие опасной контактной усталости материала на поверхности зубьев.

На этапе проектировочного расчета не известны размеры и параметры передачи. Поэтому в зависимости (1) для допускаемых напряжений проверочного расчета [1]

$$\sigma_{HPo}) = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b} Z_N}{S_H} Z_R Z_v Z_L Z_X \quad (2)$$

значения неизвестных на этапе проектировочного расчета коэффициентов, учитывающих влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев (Z_R), окружной скорости (Z_v), вязкости смазочного материала (Z_L) и размеры зубчатого колеса (Z_X), оценивают величиной

$$Z_R Z_v Z_L Z_X = 0,9. \quad (3)$$

Окончательно зависимость (2) для допускаемых напряжений проектировочного расчета имеет вид

$$\sigma_{HPa)}) = 0,9 \frac{\sigma_{H \text{ lim } b} Z_N}{S_H}, \quad (4)$$

где $\sigma_{H \text{ lim } b}$ - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

Z_N - коэффициент долговечности;

S_H - минимальный коэффициент запаса прочности.

В соответствии с (4) определяют допускаемые напряжения для шестерни ($\sigma_{HP1a)})$ и колеса ($\sigma_{HP2a)})$.

В качестве допускаемого контактного напряжения $\sigma_{HPa)})$ принимают:

для прямозубых передач - допускаемое контактное напряжение зубчатого колеса (шестерни), для которого оно меньше;

для косозубых и шевронных передач - допускаемое контактное напряжение определяют по зависимости

$$\sigma_{HPa)}) = 0,45(\sigma_{HP1a)}) + \sigma_{HP2a)}) \quad (5)$$

с ограничением $\sigma_{HPa)}) < \sigma_{HPa)})_{\text{min}}$.

После определения из проектировочного расчета расчетного значения диаметра начальной окружности шестерни d_{w1} (или расчетного значения межосевого расстояния a_w) производится выбор основных размеров и параметров зубчатой передачи [6].

ГОСТ предписывает проведения проверочного расчета на контакт-ную выносливость зубьев по зависимости $\sigma_H \leq \sigma_{HP\delta}$ для выбранных размеров и параметров передачи. При этом допускаемые напряжения определяются по зависимости (2) с учетом значений всех коэффициентов, зависящих от размеров и параметров передачи.

Выполняется также проверочный расчет на выносливость зубьев при изгибе по зависимости (7).

2.2. Для открытых зубчатых передач определение их размеров и параметров осуществляется проектировочным расчетом на выносливость зубьев при изгибе

$$\sigma_F \leq \sigma_{FPa}, \quad (6)$$

где σ_F - напряжения изгиба зуба в опасном сечении, не рассматриваемые в работе; σ_{FPa} - допускаемые напряжения на переходной поверхности зуба, не вызывающие усталостного разрушения материала (для проектировочного расчета).

На этапе проектировочного расчета не известны размеры и параметры передачи. Поэтому в зависимости (6) для определения допускаемых напряжений проверочного расчета [1]

$$\sigma_{FP\delta} = \frac{\sigma_{F\lim b} Y_N}{S_F} Y_R Y_X Y_\delta \quad (7)$$

значения неизвестных на этапе проектировочного расчета коэффициентов, учитывающих влияние шероховатости переходной поверхности зубьев (Y_R), размеры зубчатого колеса (Y_X), чувствительность материала к концентрации напряжений (Y_δ) и минимальный коэффициент запаса прочности (S_F), оценивают величиной

$$\frac{1}{S_F} Y_R Y_X Y_\delta = 0,4. \quad (8)$$

Окончательно зависимость (7) для проектировочного расчета имеет вид

$$\sigma_{FPa} = 0,4 \sigma_{F\lim b} Y_N, \quad (9)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

Y_N - коэффициент долговечности.

После определения из проектировочного расчета расчетного значения модуля (m) производится выбор основных размеров и параметров зубчатой передачи.

ГОСТ предписывает проведения проверочного расчета на выносливость зубьев при изгибе по зависимости $\sigma_F \leq \sigma_{FP\delta}$ для выбранных размеров и параметров передачи. При этом допускаемые напряжения определяются по зависимости (7), когда возможно оценить значения всех коэффициентов, зависящих от размеров и параметров передачи.

3. Методики расчета

На основании вышеизложенного можно представить следующую схему расчета зубчатых передач.

3.1. Передачи закрытые:

3.1.1 - выбор материалов шестерни и колеса, а также вида их химико-термической обработки;

3.1.2 - определение допускаемых напряжений для проектировочного расчета σ_{HPa} ;

3.1.3 - проектировочный расчет для предотвращения pittinga $\sigma_H \leq \sigma_{HPa}$;

3.1.4 - выбор основных размеров и параметров передачи;

3.1.5 - определение допускаемых напряжений для проверочного расчета $\sigma_{HP\delta}$;

3.1.6 - проверочный расчет для предотвращения pittinga $\sigma_H \leq \sigma_{HP\delta}$;

3.1.7 - определение допускаемых напряжений для проверочного расчета $\sigma_{FP\delta}$;

3.1.8 - проверочный расчет для предотвращения усталостного излома зубьев $\sigma_F \leq \sigma_{FP\delta}$;

3.1.9 - проверочные расчеты для предотвращения при перегрузках:

- пластической деформации зубьев ($\sigma_{H \max} \leq \sigma_{Hgr}$);

- статического излома зубьев ($\sigma_{F \max} \leq \sigma_{Fgr}$).

3.2. Передачи открытые:

3.2.1 - выбор материалов шестерни и колеса, а также вида их химико-термической обработки;

3.2.2 - определение допускаемых напряжений для проектировочного расчета σ_{FPa} ;

3.2.3 - проектировочный расчет для предотвращения усталостного излома зубьев $\sigma_F \leq \sigma_{FPa}$;

3.2.4 - выбор основных размеров и параметров передачи;

3.2.5 - определение допускаемых напряжений для проверочного расчета $\sigma_{FP\delta}$;

3.2.6 - проверочный расчет для предотвращения усталостного излома зубьев $\sigma_F \leq \sigma_{FP\delta}$;

3.2.7 - проверочные расчеты для предотвращения при перегрузках:

- пластической деформации зубьев ($\sigma_{H \max} \leq \sigma_{Hgr}$);

- статического излома зубьев ($\sigma_{F \max} \leq \sigma_{Fgr}$).

4. Оценка значений допускаемых напряжений

Для передач общего применения, как показывает проведенный анализ численных значений коэффициентов, соотношение допускаемых напряжений при проектировочном и проверочном расчетах составляет:

$$\sigma_{HP\bar{\sigma}} \cong 1,15\sigma_{HPa}; \quad \sigma_{FP\bar{\sigma}} \cong (1,3 \div 1,4)\sigma_{HFPa}. \quad (10)$$

5. Выводы

Представлены особенности методик расчета закрытых и открытых зубчатых передач, требующие определения допускаемых напряжений как для проектировочного расчета, так и допускаемых напряжений для проверочного расчета. Дано соотношение допускаемых напряжений при проектировочном и проверочном расчетах.

In this paper the singularities of techniques of account of durability of enclosed and open gears are submitted which require definitions of supposed efforts both for projecting account and for checking calculation. The relation of supposed efforts for projecting account and for checking calculation is given.

Список литературы: 1. ГОСТ 21354-87 – Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. 2. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2000. – 383 с. 3. Курсовое проектирование деталей машин. Под ред. В.Н. Кудрявцева – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с. 4. Kurmaz L., Kurmaz O. Projektowanie węzłów i części maszyn. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, – Kielce: 2003. – 384 s. 5. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Изд. 2. Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 296 с. 6. Курмаз Л.В. Некоторые вопросы методик прочностного расчета закрытых цилиндрических передач. Вестник национального технического университета «ХПИ», N^o 10, том 3. Харьков: 2002 г. – с. 23-29.