

УДК 621.83.054.001,063

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ

Ю.В. Воробьев, А.Д. Ковергин

Кафедра «Теория машин, механизмов и детали машин», ТГТУ

Ключевые слова и фразы: возникновение и развитие усталостных трещин; коэффициент трения; максимальные поверхностные касательные напряжения; поверхностные слои металла.

Аннотация: Разработана методика проектирования зубчатых передач, в которой в качестве расчетных для оценки процессов усталостного выкрашивания использованы максимальные поверхностные касательные напряжения. Эти напряжения, помимо геометрических и механических параметров зубчатых колес, учитывают трибологические свойства контакта на активных поверхностях зубьев.

Проектирование зубчатых передач в настоящее время ведется на основе наибольших нормальных контактных напряжений σ_H , величина которых определяется по формуле Г. Герца. В современной стандартной форме [1] ее можно представить в следующем виде

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} u \pm 1}{d_{\omega 1} u}} \leq \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} Z_R Z_V Z_L Z_X, \quad (1)$$

где знак «плюс» для внешнего, а «минус» для внутреннего зацепления; Z_H , Z_E , Z_ϵ – коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, механические свойства сопряженных зубчатых колес, суммарную длину контактных линий; $d_{\omega 1}$ – начальный диаметр шестерни; u – передаточное число; ω_{Ht} – удельная расчетная окружная сила, определяемая по формуле $\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_\omega} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$, здесь F_t – исходная расчетная окружная сила; b_ω – рабочая ширина венца; $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность ее по длине контактных линий и динамическую нагрузку в зацеплении; Z_R , Z_V , Z_L , Z_X , S_H – коэффициенты, учитывающие соответственно шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, окружную скорость, влияние смазки, размер зубчатого колеса и безопасность; $\sigma_{H \lim}$ – предел контактной выносливо-

сти, определяемый по формуле $\sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim b} Z_N$, здесь $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; Z_N – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$Z_N = \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} = 0,9 \dots 2,6, \text{ где } N_{H0}, N_{HE} - \text{число циклов перемены напряжений}$$

соответственно, базовое и эквивалентное.

Фактически с физической точки зрения расчет выполняется по максимальным касательным напряжениям τ_{\max} , расположенным на глубине $h = 0,786b$, где b – полуширина площади контакта. При этом τ_{\max} и σ_H связаны [2] соотношением $\tau_{\max} = 0,304\sigma_H$. В формуле (1) объединяются лишь механические и некоторые геометрические свойства колес с нормальной нагрузкой. Сдвигающая нагрузка в контакте отражается косвенно и эпизодически. Например, коэффициент, учитывающий влияние смазки (Z_L), рекомендуется по ГОСТ 21354–87 принимать равным единице для всех условий нагружения. А коэффициент, учитывающий окружную скорость (Z_v), вычисляется в зависимости от твердости зубьев только для оценки их приработки. Коэффициент Z_R имеет всего три значения – 0,9; 0,95 и 1 для всех существующих классов шероховатости (от Ra 0,63 до Rz 40). Таким образом, введение в данной форме коэффициентов Z_L , Z_v , и Z_R в зависимость Г. Герца свидетельствует об отсутствии непосредственного учета влияния трения на усталостные разрушения поверхностей зубьев.

Работы отечественных и зарубежных ученых (Е. Бакингом, С. Вей, Т. Нисихара, Т. Кобаяси, М. М. Саверин, Г. К. Трубин и др.), а также собственные исследования приводят к выводу, что нормальные контактные напряжения лишь косвенно влияют на основные виды разрушения зубчатых передач. Ответственными за возникновение и развитие повреждений следует считать касательные напряжения, которые действуют в зоне контакта активных поверхностей зубьев. При удалении зоны контакта от полюсной линии зуба напряжения τ_{\max} растут по величине и приближаются к поверхностным слоям, интенсифицируя в них процессы разрушения. В свою очередь, еще интенсивнее растут наибольшие поверхностные касательные напряжения $\tau_{\max n}$, величина которых может и превзойти величину τ_{\max} . Направление взаимодействия этих напряжений также создает реальные условия для возникновения и развития усталостных трещин. Сдвигающая нагрузка, как необходимое условие для роста и сближения глубинных напряжений с поверхностными, учитывается величиной реализуемого коэффициента сцепления $f_{\text{сц}}$. Для определения величины $f_{\text{сц}}$ (на расчетной части поверхностей зубьев) используются результаты исследований Г.К. Трубина [3], А.И. Петрусевича [4], Ю.Н. Дроздова [5], И.В. Крагельского [6] и целого ряда других отечественных и зарубежных ученых.

Наиболее общий вид формулы [5] для расчета коэффициента сцепления

$$f_{\text{сц}} = \frac{AP_n^{0,1} \left[10 + \lg \left(\frac{HB Ra}{E_{\text{пр}} R_{\text{пр}}} \right) \right]}{v_k^{0,07} (v_1 + v_2)^{0,1} (v_1 - v_2)^{0,35} R_{\text{пр}}^{0,25}},$$

где $A = 0,09$ – размерный коэффициент; P_n – нагрузка на единицу длины, кгс/см; HB – твердость менее твердого из контактирующих тел, кгс/см²; Ra – шерохова-

тость, см; $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости, кгс/см²; $R_{пр}$ – приведенный радиус кривизны, см; ν_k – вязкость смазки при температуре вступающих в контакт поверхностей, сСт; ν_1, ν_2 – окружные скорости ведущего и ведомого звеньев, соответственно, см/с; формула может быть использована при $\nu_k > 1$ сСт; $P_n \leq 300$ кгс/см; $\sigma_H \leq 400$ МПа; $\nu_{\Sigma k} = \nu_1 + \nu_2 \geq 100$ см/с; $\nu_{ск} = \nu_1 - \nu_2 > 20$ см/с; $R_{пр} > 0,5$ см; $Ra > 10^{-5}$ см; $HV > 5000$ кгс/см².

Коэффициент трения скольжения для приработанных смазанных, катящихся со скольжением тел, изменяется в среднем от 0,008 до 0,1 при изменении скоростей от 100 до 10 000 см/с.

На расчетном участке поверхностей зубьев, где коэффициент сцепления принимает максимальную величину f , его можно определить [5] по формуле

$$f = \frac{c}{\nu_k^a \nu_{\Sigma k}^b}, \text{ здесь } a, b, c - \text{ величины, зависящие от контактного давления.}$$

Скорость скольжения [5], где имеет место максимальный коэффициент сцепления $\nu_{ск} = \frac{K_1}{\sigma_H \lg \left(\frac{\nu_k}{\nu_{ок}} \right)}$, где $K_1 = 2 \cdot 10^5$ кгс/(см·с) – размерный коэффициент;

$$\nu_{ок} = 1 \text{ сСт.}$$

Формула охватывает диапазон изменений контактных давлений $500 \leq \sigma_H \leq 3000$ МПа и вязкостей $2 \leq \nu \leq 1000$ сСт. Если вязкость масла на поверхностях тел $\nu_k < 5$ сСт, то в формулу следует подставлять $\nu_k = 5$ сСт.

Кроме того, величину скорости скольжения на расчетных участках поверхностей зубьев [3, 5] можно выбрать из диапазона $\nu_{ск} = 20 \dots 500$ мм/с.

По известной скорости скольжения определяется расстояние по линии зацепления от расчетной точки до полюса $l_p = \frac{\nu_{ск}}{\omega_1 + \omega_2}$, где ω_1, ω_2 – угловые скорости шестерни и колеса, соответственно. Тогда приведенный радиус кривизны в расчетной точке зацепления активных поверхностей зубьев

$$R_{пр} = \frac{(\rho_1 \mp l_p)(\rho_2 \pm l_p)}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (2)$$

где верхние знаки используются для расчета зоны контакта ножки зуба шестерни и головки зуба колеса, а нижние – головки зуба шестерни и ножки зуба колеса; ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны для поверхностей зубьев шестерни и колеса в полюсе зацепления соответственно, определяемые по формулам $\rho_1 = 0,5 d_{\omega_1} \sin \alpha / \cos \beta_b$, $\rho_2 = 0,5 d_{\omega_2} \sin \alpha / \cos \beta_b$, здесь α – угол зацепления; β_b – угол наклона зуба по основному цилиндру; d_{ω_2} – диаметр начальной окружности колеса.

В соответствии с вышеизложенным предлагается для проверочного расчета на контактную усталость активных поверхностей зубьев цилиндрических передач использовать зависимость

$$\tau_{\max п} \leq [\tau_{\max п}], \quad (3)$$

где $\tau_{\max п} = c_1 \sigma_{H_p}$; c_1 – коэффициент приведения нормальных контактных напряжений к максимальным поверхностным касательным напряжениям; σ_H –

наибольшие нормальные контактные напряжения в расчетной зоне зацепления поверхностей зубьев шестерни и колеса определяются с использованием формулы (1) для σ_H , при подстановке приведенного радиуса кривизны $R_{пр}$ (см. формулу (2)) вместо приведенного радиуса кривизны в полюсе зацепления; $[\tau_{\max п}]$ – допускаемые максимальные поверхностные касательные напряжения; $\tau_{\max п}$ – максимальные поверхностные касательные напряжения.

Величина коэффициента c_1 определяется [6] по аналитической зависимости

$$c_1 = 0,8\sqrt{(1,5 f_{цц} - f)^2 + 2,4 f_{цц} f} . \quad (4)$$

Если принять для расчетного случая $f_{цц} = f$, то зависимость (4) принимает следующий вид

$$c_1 = 1,3 f_{цц} , \quad (5)$$

Допускаемые максимальные поверхностные касательные напряжения $[\tau_{\max п}]$ определяются соотношением

$$[\tau_{\max п}] = c_2 c_3 \sigma_{HP_p} , \quad (6)$$

где $c_2 = 0,13$ – коэффициент пропорциональности допускаемых напряжений; σ_{HP_p} – допускаемые нормальные контактные напряжения при расчете на предупреждение усталостного выкрашивания на рабочих поверхностях зубьев закрытых, хорошо смазываемых, цилиндрических передач; c_3 – коэффициент надежности, определяемый в зависимости от вероятности безотказной работы.

Величина коэффициента c_2 определяется из условия пропорциональности допускаемых нормальных контактных и максимальных поверхностных касательных напряжений [4]. Принимая максимальное значение $\tau_{\max п}$ (при $f_{цц} = 0,1$) равным $[\tau_{\max п}]$, найдем $c_2 = c_{1\max} = 0,13$. Коэффициент надежности c_3 определяется по аналогии с методикой его расчета [8] для подшипников качения. Предлагая подобие процессов усталостного выкрашивания для рабочих поверхностей подшипников качения и зубчатых колес, можно составить таблицу значений c_3 и вероятности безотказной работы зубчатой передачи P (табл.).

При составлении таблицы принято, что $P = 0,9$ при заданных напряжениях $\sigma_{H \lim b}$.

Величина σ_{HP_p} находится по формуле

$$\sigma_{HP_p} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} Z_X Z_Y . \quad (7)$$

В отличие от формулы (1) в формуле (7) коэффициенты Z_R и Z_L отсутствуют, а их влияние оценивается непосредственно по величине действующих напряжений σ_{HP} посредством коэффициента сцепления $f_{цц}$.

Особенности расчета косозубых цилиндрических передач учитываются по аналогии с [7] или ГОСТ21354–87.

Значение коэффициента c_3 и вероятности P

Вероятность безотказной работы P	Значения коэффициента c_3
0,90	1
0,95	0,897
0,96	0,865
0,97	0,827
0,98	0,777
0,99	0,702

Для проектировочной формы расчета формулу (3) преобразовывают, решая относительно $d_{\omega 1}$ или межосевого расстояния $a_{\omega} = 0,5d_{\omega 1}(u \pm 1)$. В случае решения ее относительно $d_{\omega 1}$ следует

$$d_{\omega 1} = K_d \sqrt[3]{\frac{c_1 T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\tau_{\max п}]^2} \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (8)$$

здесь $d_{\omega 1}$ – ориентировочное значение диаметра начальной окружности для шестерни при $l_p = 0$; K_d – вспомогательный коэффициент; T_1 – вращающий момент на ведущем звене; $\psi_{bd} = b_{\omega} / d_{\omega 1}$ – коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, определяется по ГОСТ 2185 для стандартных редукторов общего назначения; b_{ω} – рабочая ширина венца.

Процесс проектирования зубчатых передач с учетом трения на рабочих поверхностях зубьев разбивается на следующие этапы:

- 1) выбор материала и вида термообработки для зубчатых колес;
- 2) расчет допускаемых максимальных поверхностных касательных напряжений для зубчатой передачи;
- 3) предварительное определение основных геометрических, кинематических и силовых параметров передачи;
- 4) проверка контактной усталости для активных поверхностей зубьев в передаче с учетом трения в зоне касания;
- 5) окончательное определение всех параметров для зубчатых колес в передаче.

В соответствии с этими этапами разрабатывается алгоритм и программа проектирования по критерию минимизации массо-габаритных показателей для зубчатых передач. Графическая интерпретация одного из элементов программы представлена на рис. 1.

Здесь показано распределение кинематических и геометрических параметров зубчатой передачи по линии зацепления. Прямые 1, 2, 3, 4 представляют распределение скорости скольжения по линии зацепления, соответствующей контакту ножки зуба шестерни с головкой зуба колеса при следующих параметрах: 1 – $\omega_1 = 314 \text{ с}^{-1}$, $d_{\omega 1} = 120 \text{ мм}$, $u = 1$; 4 – $\omega_1 = 31,4 \text{ с}^{-1}$, $d_1 = 120 \text{ мм}$, $u = 5$.

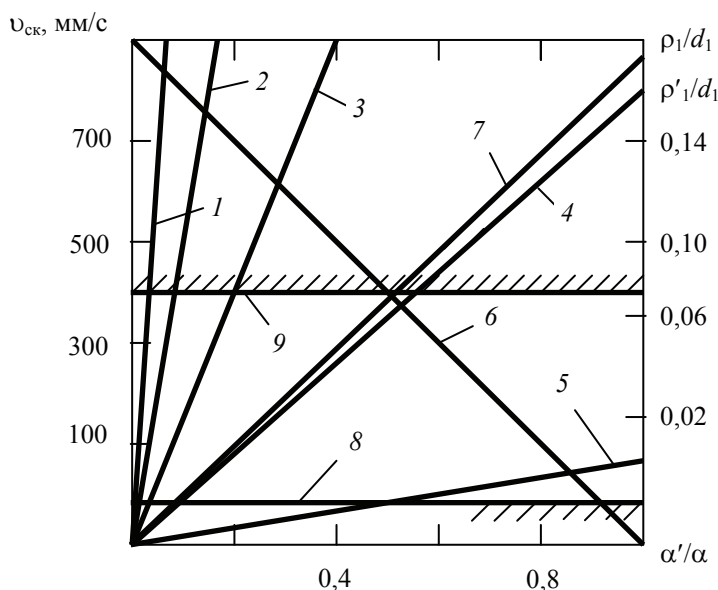


Рис. 1 Графическая интерпретация одного из элементов программы

Распределение кинематических и геометрических параметров зубчатой передачи по линии зацепления 5 — $\omega_1 = 10,47 \text{ с}^{-1}$, $d_1 = 20$, $u = 1$. Прямая 6 иллюстрирует изменение радиуса кривизны поверхности у ножки зуба шестерни ρ_1 , а прямая

7 — удаление точки контакта от полюса зацепления — ρ'_1 . Линии 8 и 9 ограничивают расчетный участок поверхности; α' — текущий угол зацепления.

Разработанная методика проектирования зубчатых передач с учетом трения позволяет получить более точный расчет зубчатых передач и значительный экономический эффект при производстве и эксплуатации редукторов.

Список литературы

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. — М.: Машиностроение, 2000. — 784 с.
2. Пинегин С.В. Трение качения в машинах и приборах. — М.: Машиностроение, 1976. — 264 с.
3. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. — М.: Машгиз, 1962. — 404 с.
4. Детали машин: Справочник / Под ред. Н. С. Ачеркана. — М.: Машиностроение. 1969. — Т. 3. — 472 с.
5. Трение: изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. — М.: Машиностроение, 1979. — Кн. 2. — 360 с.
6. Воробьев Ю.В. Аналитические основания для оценки долговечности рабочих поверхностей при качении с проскальзыванием // Машиноведение. — 1984. № 4. — С. 68 — 75.
7. Кудрявцев В. Н. Детали машин. — Л.: Машиноведение, 1980. — 464 с.
8. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Справочник. — М.: Машиностроение, 1992. — 608 с.

Designing of Gear Transmission on Durability with Regard for Friction

Yu.V. Vorobyov, A.D. Kovergin

Department "Theory of Machines, Mechanisms and Machine Elements", TSTU

Key words and phrases: appearance and development of fatigue cracks; friction coefficient; maximum surface tangential stress; surface layers of metal.

Abstract: Methodology of designing gear transmission in which maximum surface tangential stress is used for evaluation of fatigue spalling processes is developed. These stresses, besides geometrical and mechanical parameters of gears take into account tribological properties of contact on active surface of leaves.

Projektierung der Zahnradübersetzung auf die Lebensdauer mit dem Reibungsrücksicht

Zusammenfassung: Es ist die Methodik der Projektierung der Zahnradübersetzungen ausgearbeitet. Als Berechnungsprozesse für die Einschätzung des Ermüdungsausbröckelns wurden die maximalen Oberflächenschubspannungen benutzt. Außer der geometrischen und mechanischen Parameter der Zahnräder ziehen diese Spannungen auch die tribologischen Eigenschaften des Kontaktes auf den aktiven Zähneoberflächen in Betracht.

Conception des engrenages sur la durabilité compte tenu du frottement

Résumé: Est élaborée la méthode de la conception des engrenages dans laquelle les contraintes tangentielles de surface maximales sont utilisées pour l'effritement de fatigue. Ces contraintes prennent en considération les propriétés tribologiques du contact sur les surfaces actives des dents à part des paramètres géométriques et mécaniques des roues dentées.
