

А.Л.ФИЛИПЕНКОВ, д.т.н., С.-Петербург, БГТУ «Военмех»

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ГЛУБИННУЮ ПРОЧНОСТЬ

Представлено удосконалений метод розрахунку зубчатих передач на глибинну контактну міцність. Виконано аналіз усталостної міцності зміцненого шару в залежності від твердості.

The improved method of calculation of trains on depth resistance to contact is presented. Analysis of resistance to fatigue of the strengthened layer depending on hardness is carried out.

Постановка проблеми. Глубинные разрушения (отслаивание) контактирующих поверхностей зубьев возникают при высоком уровне контактных напряжений. Особо отметим высокую вероятность глубинных контактных разрушений, причинами которых являются: высокая концентрация удельных нагрузок по длине контактных линий, недостаточная твердость сердцевины при азотировании или недостаточная толщина эффективного слоя при цементации или нитроцементации, дефекты микроструктуры упрочненного слоя, шлифовочные прижоги и неметаллические включения, обусловленные использованием неочищенных сталей. Глубинное контактное разрушение значительно опаснее поверхностного, так как оно связано с внезапным и быстрым отслаиванием значительных участков активных поверхностей. Этот вид разрушения активных поверхностей зубьев сопровождается резким увеличением концентрации удельной нагрузки на неповрежденных участках, что приводит к поломкам зубьев. Для предотвращения отслаивания необходимо совершенствовать методику расчета зубчатых передач на глубинную прочность.

Анализ литературы. Недостатки стандартного метода расчета зубчатых передач на глубинную прочность отмечены в работах [1, 2] и др. Методика [3] расчета глубинной контактной выносливости, связанная с развитием усталостных трещин под упрочненным слоем, основана на достаточно полных экспериментальных исследованиях и подтверждена практикой ее применения. Расчетная оценка сопротивления упрочненного слоя зубчатых колес развитию усталостных трещин остается еще недостаточно разработанной. В частности, отсутствуют расчетные рекомендации к оценке влияния микроструктуры [4], поэтому расчет прочности и выносливости основывают в настоящее время на твердости и ее распределении по толщине слоя [3, 5]. Зависимость усталостной прочности от твердости хорошо исследована в области твердости не выше НВ 350, поэтому линейную зависимость предела выносливости от твердости не следует распространять в область упрочненного слоя. Необходимо принять во

внимание, что базовое число циклов и показатели степени кривой выносливости при поверхностных и глубинных разрушениях заметно отличаются, поэтому является необоснованным использование одного и того же значения расчетного контактного напряжения для поверхностной и глубинной прочности.

Цель статьи. В данной статье представлены материалы, которые призваны восполнить недостатки метода расчета зубчатых передач на глубинную контактную прочность.

Схема расчета на глубинную контактную прочность. Ответственными за развитие глубинных усталостных трещин являются циклические касательные напряжения, достигающие максимальных значений под поверхностью на площадках, параллельных и перпендикулярных поверхности. Расчет на глубинную контактную прочность основан на сравнении значений приведенных касательных напряжений τ_{Vlim} и предельных касательных напряжений τ_{lim} .

В основу расчета приведенного касательного напряжения положен феноменологический подход [6], учитывающий циклический характер действующих напряжений и усталостную природу развития повреждений,

$$\tau_{Vlim} = |\tau_{ca} + \psi_r \tau_{am}| + 0,2\sigma_\alpha, \quad (1)$$

где ψ_r – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла; σ_α , τ_{ca} , τ_{am} , – соответственно, нормальное напряжение, амплитудное и среднее касательные напряжения под поверхностью на площадке, расположенной под углом α . Нормальное напряжение σ_α при сжатии следует учитывать с алгебраическим знаком «минус».

Феноменологический подход основан на выборе наиболее полного описания совокупности экспериментальных данных при минимальных упрощающих предположениях. Например, из экспериментов установлено, что действие нормального напряжения сжатия σ_α сдвигает границу усталостного разрушения и увеличивает выносливость за счет увеличения пластических свойств материала.

Предельное контактное напряжение для глубинной прочности σ_{Hklim} находят из условия равенства приведенных касательных напряжений τ_{Vlim} и предельных касательных напряжений τ_{lim} в одной из возможных зон: под упрочненным слоем, на границе слоя или в упрочненном слое, рис. 1. Отношение предельных контактных напряжений и расчетных контактных напряжений для глубинной прочности представляет собой коэффициент запаса, который должен быть больше или равен допускаемому значению

$$\sigma_{Hklim} / \sigma_{Hk} = S_{Hk} \geq [S_{Hk}]. \quad (2)$$

Если условие (1) не выполняется при положении опасной зоны на границе слоя или под слоем, то целесообразно увеличение твердости сердцевины. Корректировка эффективной толщины упрочненного слоя или допускаемых

нагрузок необходима, если условие (1) не выполняется при положении опасной зоны в слое.

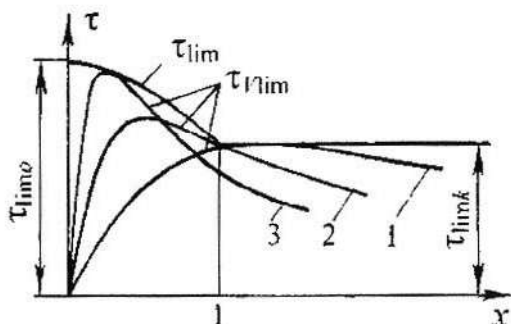


Рис. 1 Схема расположения опасных зон:

- 1 – под упрочненным слоем;
- 2 – на границе слоя;
- 3 – в упрочненном слое.

Аппроксимирующая зависимость для приведенных предельных касательных напряжений определена в виде

$$\tau_{V \text{ lim}} = xb \sigma_{Hk \text{ lim}} / (3,15x^2 + 1,1xb + 1,33b^2), \quad (3)$$

где $b = b_{H \text{ lim}}/h_t$ – отношение предельной полуширины полосы контакта и толщины упрочненного слоя; $x = z/h_t$ – относительная координата для точки под поверхностью.

В материалах ГОСТ 21354-87 и методиках [3, 5] предельное касательное напряжение τ_{lim} принято пропорциональным твердости. Например, в методике [3] Р.Р.Гальпер установил

$$\tau_{\text{lim}} = 1,07 Z_{Lk} H_{HB}, \quad (4)$$

где Z_{Lk} – коэффициент, учитывающий влияние числа циклов при расчетах на глубинную выносливость.

Анализ зависимости усталостной прочности от твердости. Из экспериментальных исследований прочности и выносливости зубьев и валов из различных марок сталей установлено, что предел выносливости пропорционален пределу прочности только до определенных значений, рис.2. Например, в справочнике [3] для пределов выносливости термоулучшенных и азотированных зубьев при отнулевом цикле изменения напряжений из экспериментов установлено, что пропорциональная зависимость предела выносливости от предела прочности существует только до значений $\sigma_B < 1100$ МПа, а при дальнейшем повышении предела прочности предел выносливости снижается. В методике расчета валов (ГОСТ 25.504-82) используют нелинейную зависимость

пределов выносливости при изгибе σ_{-1} и симметричном кручении τ_{-1} от предела прочности σ_B в виде

$$\sigma_{-1} = (0,55 - \sigma_B \cdot 10^{-4}) \sigma_B; \quad \tau_{-1} = 0,6 \cdot \sigma_{-1}. \quad (5)$$

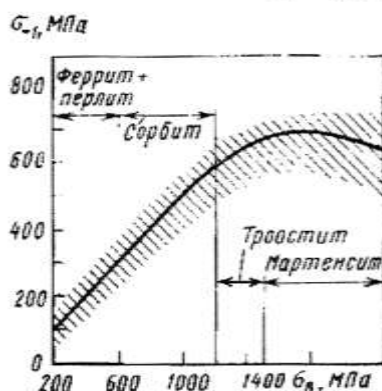


Рис. 2 Зависимость предела выносливости от предела прочности материала

Известно [3], что коэффициент корреляции между пределом выносливости и пределом прочности можно приблизить к единице, если при определении предела выносливости использовать зависимость И.М.Саханько, в которой учтены пластические свойства с помощью относительного сужения ψ

$$\sigma_{-1} = 0,28(1 + \psi) \sigma_B. \quad (6)$$

Аналогичная зависимость определена в исследованиях И.С.Козловского [8]

$$\sigma_{-1} = 0,25(1 + 1,25\psi) \sigma_B. \quad (7)$$

По справочным данным [7] для сталей с содержанием углерода от 0,2 % до 0,65 % для интервала значений HV 250...650 эмпирическую зависимость относительного сужения ψ от твердости можно приближенно представить в виде линейной функции. С учетом такого изменения относительного сужения установлено, что зависимости (5) – (7) согласуются между собой. Известно [7], что предел прочности стальных сплавов прямо пропорционален величине твердости, но при увеличении твердости снижаются пластические свойства, поэтому предел выносливости понижается после достижения максимального значения. Таким образом, снижение предела выносливости при высокой твердости обусловлено низкой пластичностью и, как следствие, повышенной чувствительностью материала к концентрации напряжений в зонах с дефектной структурой и неметаллическими включениями.

Для расчета предела выносливости упрочненного слоя была установлена следующая формула, приведенная в соответствие с зависимостями (4) - (6)

$$\tau_{lim} = Z_{Lk} (A - B \cdot H_x) H_x. \quad (8)$$

где A, B – параметры, которыми учитывают прочность и пластичность; H_x – твердость в точке поверхностного слоя с координатой x .

Предельные касательные напряжения по формулам (4) и (8) согласуются в интервале значений твердости HB 200...350, характерных для положения опасной зоны под слоем или на его границе. Пропорциональная зависимость (4) предельных касательных напряжений от твердости дает завышенные на 11...40 % значения для твердости HB 400...550, которая обычно имеет место в опасной зоне упрочненного слоя.

Повышение выносливости упрочненного слоя в зоне действия максимальных касательных напряжений связано не только с повышением твердости, но также и с увеличением пластичности. Необходимую пластичность при высокой твердости обеспечивают совокупностью мероприятий, направленных на получение мелкого зерна. Качество слоя резко снижается при образовании сетки цементита. Остаточный аустенит повышает пластичность, но одновременно снижает твердость, поэтому избыточное количество остаточного аустенита снижает выносливость упрочненного слоя. На увеличение контактной выносливости сильное влияние оказывает повышение металлургического качества.

Алгоритм расчета предельных касательных напряжений при положении опасной зоны в упрочненном слое при нелинейной зависимости (8) заметно усложняется, поэтому такой расчет с необходимой точностью возможен только на ЭВМ.

Методологические аспекты определения расчетных контактных напряжений и коэффициентов, учитывающих распределение нагрузки. В методах прочностного расчета влияние внешних динамических нагрузок (фактор A), внутренних динамических нагрузок (фактор V), распределения нагрузки по контактному линиям или ширине зубчатого венца (фактор β) и распределения нагрузки между зубьями (фактор α) на уровень расчетных напряжений σ_{HK} учитывают в виде произведения расчетных коэффициентов $K_A K_V K_\beta K_\alpha$. Рассмотрим связь этих расчетных коэффициентов с массивами виртуальных коэффициентов k_V, k_β, k_α , определяемых с помощью расчетов на ЭВМ или из экспериментов.

Виртуальные значения коэффициентов k_V, k_β, k_α являются функциями детерминированных факторов (например, деформаций валов, опор, корпуса), а также случайных постоянных и случайных переменных погрешностей изготовления. Каждый виртуальный коэффициент представляет собой сумму компонент: компоненты Δk , обусловленной действием детерминированных факторов; компоненты Δk_s , ассоциированной с действием случайных факторов, проявляющихся на одних и тех же элементах передачи; компоненты Δk_p , связанной с действием случайных факторов, циклически реализующихся на одних и тех же элементах передачи. Как следует из расчетов и экспериментов, случайные компоненты виртуальных коэффициентов могут достигать высоких значений даже при соблюдении заданных норм точности изготовления зубчатых колес и корпусных деталей [9]. Для расчетов на прочность используют

эффективные (расчетные) значения коэффициентов, которые следует определять при известных значениях виртуальных коэффициентов с учетом принципов суммирования повреждений, влияния факторов приработки и критериев перехода передачи к предельному состоянию.

В стандартном методе расчета по ГОСТ 21354-87 и справочнике [2] переход от виртуальных коэффициентов Δk_c к расчетным значениям ΔK_c осуществляют с помощью параметров a_b и a_n , учитывающих статистическое распределение виртуальных коэффициентов и критерии допустимого повреждения активных поверхностей зубьев или чувствительность к действию перегрузок. Найдем оценки значений коэффициентов a_b и a_n на основе двухпараметрического распределения Вейбулла с помощью которого удовлетворительно описываются процессы накопления контактных повреждений зубчатых передач.

В соответствии с теорией Вейбулла долговечность N_Σ для совокупности из n элементов может быть рассчитана по формуле

$$1/N_\Sigma^e = \sum_{i=1}^n 1/N_{ci}^e. \quad (9)$$

Долговечность отдельного элемента системы определим по уравнению кривой выносливости в зависимости от удельной силы w_{ci} , действующей на i -тый элемент в виде

$$N_{ci} = Z_c / w_{ci}^q,$$

где q , Z_c – показатель степени и параметр уравнения кривой выносливости.

Используя это уравнение, найдем зависимость долговечности совокупности элементов от распределения нагрузки между элементами по формуле (9) в виде

$$1/N_\Sigma^e = \frac{1}{Z_c^e} \sum_{i=1}^n w_{ci}^m, \quad (10)$$

где $m = qe$ – параметр, учитывающий показатель степени q кривой выносливости и дисперсию e распределения Вейбулла.

Сравним две системы с одинаковым числом элементов, но с различным распределением нагрузки между элементами. Пусть в первой системе действует одинаковая нагрузка на все элементы $w_{ci} = w$, а в другой – неравномерное распределение. Одинаковая долговечность и надежность сравниваемых систем в соответствии с уравнением (10) достигается при следующем отношении нагрузок

$$w/w_m = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (1 + \Delta k_{ci})^m \right]^{1/m}.$$

Это отношение нагрузок представляет собой эффективную (расчетную) величину коэффициента $K_c = 1 + \Delta K_c$, которым учитывают неравномерность распределения нагрузки между элементами. Для непрерывной функции $k_{c\zeta} = 1 + \Delta k_{c\zeta}$ заданной на множестве точек в интервале $0 \leq \zeta \leq 1$, эффективное значение коэффициента составит

$$\Delta K_c = \left[\int_0^1 (1 + \Delta k_{c,c})^m d\xi \right]^{1/m} - 1.$$

Для равновероятного распределения $\Delta k_{c,c}$ в пределах $-\Delta k_c \leq \Delta k_{c,c} \leq \Delta k_c$ зависимость ΔK_c от Δk_c иллюстрируется на рис. 3,а. При увеличении показателя степени кривой выносливости q и дисперсии e , т.е. при увеличении параметра m , значения Δk_c и ΔK_c сближаются, а величина $a_{\beta(\alpha)} = \Delta K_c / \Delta k_c$ увеличивается.

В качестве другого примера на рис.3,б представлена зависимость ΔK_c от Δk_c для случайного распределения виртуального коэффициента по нормальному закону при значении среднеквадратичного отклонения σ_{kc} .

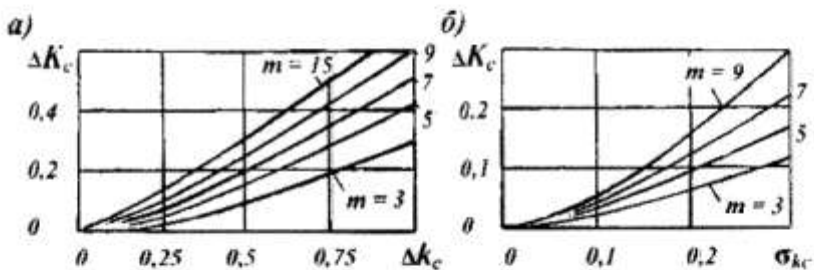


Рис. 3 Зависимость расчетного коэффициента от виртуального при равновероятном распределении (а) и нормальном распределении (б)

Из примеров на рис. 3 следует, что на величину расчетного коэффициента ΔK_c сильно влияет параметр m , зависящий от показателя степени кривой выносливости и параметра дисперсии распределения Вейбулла. Показатель степени кривых контактной выносливости зависит от вероятности или уровня допускаемого повреждения. Чем выше вероятность или уровень допускаемого повреждения, тем больше показатель степени q и параметр m и тем меньше разность виртуального Δk_c и расчетного ΔK_c коэффициентов. Если в методике расчета используют кривые, соответствующие начальным проявлениям контактных повреждений, то коэффициент ΔK_c относительно мал в сравнении с виртуальным значением Δk_c , что показывает относительно низкую чувствительность к случайной концентрации нагрузки. При расчетах по предельному состоянию величина параметра m резко возрастает, и поэтому значения виртуального Δk_c и расчетного ΔK_c коэффициентов сближаются.

Параметры кривых выносливости дают представление о чувствительности объекта испытаний к действию напряжений, уровень которых превышает предел выносливости. Если показатель степени велик, а базовое число циклов невелико, то объект оказывается чувствительным к действию перегрузок и к неравномерности распределения нагрузок. Именно такими параметрами характеризуются кривые глубинной контактной выносливости: показатель степени $q = 18$ и базовое число циклов $N_{lim} = (19+70) \cdot 10^6$ (в зависимости от

твердости). Аналогичный вывод следует из сравнения показателей степени кривых выносливости и дисперсии при расчетах на изгибающую и на контактную выносливость зубьев, поэтому расчетные коэффициенты нагрузки для изгибающей выносливости приближаются к виртуальным значениям и поэтому они выше, чем при расчете на контактную выносливость.

При расчете косозубых передач следует учитывать концентрацию нагрузки на контактной линии, связанную с наклонным расположением контактной линии. Целесообразно выполнять проверочный расчет глубинной контактной прочности не только в полюсе зацепления, но также в зонах зацепления с минимальными приведенными радиусами кривизны.

Выводы. При расчете глубинной контактной выносливости предельные касательные напряжения находятся в нелинейной зависимости от твердости, так как при увеличении твердости снижаются пластические свойства упрочненного слоя и возрастает чувствительность материала к дефектам структуры и неметаллическим включениям. Пропорциональная зависимость предельных касательных напряжений от твердости, используемая в распространенных методиках, дает завышенные на 11...40 % значения для твердости *HV* 400...600, которая обычно имеет место в упрочненном слое. При расчете глубинной контактной прочности должны быть внесены поправки в расчет коэффициентов нагрузки, учитывающих влияние погрешностей изготовления на распределение нагрузки по контактным линиям. Базовое число циклов и показатели степени кривой выносливости при поверхностных и глубинных разрушениях заметно отличаются, поэтому является необоснованным использование одного и того же значения расчетного контактного напряжения для поверхностной и глубинной прочности.

Список литературы: 1. О методах оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач //В.Н.Кудрявцев, Д.Н.Решетов, И.С.Кузьмин, А.Л.Филипенков //Вестник машиностроения. 1989.-№9.-С.29-36 и -№10.-С.16-21. 2. Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Филипенков А.Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник – СПб.: Политехника, 1993. –448 с. 3. Балашов Б.А., Гальпер Р.Р., Гаркави Л.М. и др Редукторы энергетических машин: Справочник/ Под ред. Ю.А.Державца.-Л.:Машиностроение. 1985 –232 с. 4. Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Нежурич И.П. и др. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей: Произв.-практ. издание/Под ред. Ю.С.Елисеева. – М.:Высш.шк., 2001.-493 с. 5. Повышение контактной прочности поверхности упрочненных колес за счет оптимизации параметров упрочненного слоя//Е.И.Тескер// Вестник машиностроения. 1986.-№7.-С. 9-15. 6. Пыж О.А., Гаркави Л.М., Державец Ю.А., Гальпер Р.Р. Редукторы судовых турбоагрегатов - Л., «Судостроение», 1975. –272 с. 7. Контроль качества термической обработки стальных полуфабрикатов и деталей: справочник/Под общ. ред. В.Д.Кальнера. – М.: «Машиностроение», 1984. –384 с. 8. Козловский И.С. Химико-термическая обработка шестерен. – М.:Машиностроение, 1970.-232 с. 9. Вопросы методологии исследования и расчета на прочность планетарных передач/ А.Л.Филипенков //Сборник научно-методических статей по деталям машин. Вып.7. Госкомитет СССР по народному образованию. – М.:Изд-во МПИ, 1989. С.134-153.

Поступила в редакцию 04.05.2005