

## РАСЧЕТ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО ЛАЗЕРНОГО УПРОЧНЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

д.т.н. Девойно О.Г., к.т.н. Кардаполова М.А., к.т.н. Авсиевич А.М., Швец И.В.

*Белорусский национальный технический университет, Минск*

Лазерное упрочнение зубьев зубчатых колес позволяет исключить традиционно используемые дорогостоящие и энергоемкие процессы термической обработки в печах. Для сталей углеродистых, низколегированных материалов, легированных, которые используются для получения зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев HRC 45-53 лазерная обработка позволяет отказаться от поверхностной закалки. Для легированных сталей, которые после ТО имеют твердость поверхности HRC 56-63, упрочнение лазером позволяет исключить цементацию, частично объемную закалку, а также заменить дорогие низкоуглеродистые легированные стали на более дешевые среднеуглеродистые низколегированные. Локальность воздействия обуславливает отсутствие больших деформаций и оплавления поверхности, что позволяет минимизировать либо исключить последующую механическую обработку и удешевить процесс изготовления. Лазерная закалка помимо высокой твердости обеспечивает мелкозернистую структуру слоев, отсутствие трещин на поверхности, повышенное сопротивление контактными нагрузкам, уменьшение коэффициента трения. Однако, существует ряд проблем, которые необходимо решить для обеспечения надлежащего качества поверхности зубьев зубчатых колес: обеспечение шероховатости поверхности, получение оптимальной глубины закалки на разных участках профиля, получение требуемой точности. Решить эти задачи можно с помощью создания адаптивной оптики, оптимизации режимов и технологии лазерной обработки.

Толщина упрочненного слоя зависит от мощности лазерного излучения и скорости перемещения луча, она достигает более 1 мм. Лазерная обработка позволяет избежать дефектов структуры, характерных для химико-термической обработки. После нее наблюдается слоистость структуры, что препятствует возникновению и развитию трещин [1]. Недостатком среднеуглеродистой низколегированной стали по сравнению с легированной низкоуглеродистой может быть недостаточная твердость и прочность сердцевины зуба. При лазерной закалке в твердой фазе отсутствует переплав и поэтому последующая механическая обработка, уменьшающая толщину закаленного слоя, не производится. Эта операция может являться финишной. Лазерная закалка позволяет производить упрочнение боковых поверхностей зубьев в соответствии с эпюрой факторов нагруженности эвольвентного участка боковой поверхности колеса. Следует обратить внимание на наиболее нагруженные локальные зоны [2], подвергающиеся наибольшему износу, провоцирующему образование трещин. Также может быть сформировано управляемое распределение твердости за счет варьирования режимами обработки для конкретных передач с определенной геометрией и условиями работы. Для неревверсивных передач может быть выполнена закалка только одной рабочей боковой поверхности.

Существует прямо пропорциональная зависимость контактной выносливости от твердости поверхности [3]. Поэтому можно провести анализ уже используемых деталей, изготовленных с использованием традиционных методов термической обработки, и лазерной обработки поверхности. Как уже отмечалось выше, материал заготовок можно заменить на более дешёвый низколегированный. При этом необходимо обеспечить достаточную контактную прочность таким образом, чтобы значения твердости не

оказывались ниже величин контактных напряжений ни в приповерхностном слое, ни в сердцевине зуба (рис. 1).

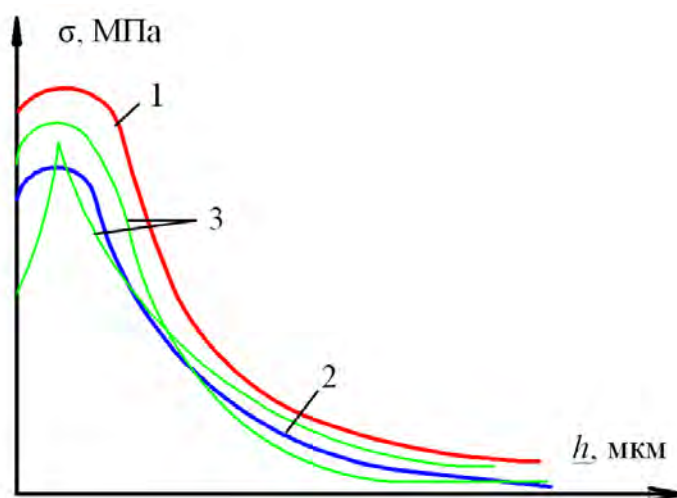


Рис. 1. Кривые распределения контактной прочности по глубине зуба  
1 – требуемая кривая распределения твердости после лазерной обработки; 2 – кривая допустимых контактных напряжений; 3 – кривые распределения твердости, не удовлетворяющие условию перекрытия кривой допустимых напряжений

Для низколегированной стали 40X твердость поверхности после лазерной закалки может достигать 55-62 HRC, поэтому в зависимости от нагрузки передачи можно корректировать параметры лазерного воздействия на зубчатые колеса, чтобы получить необходимую и достаточную твердость и глубину прокаливаемого слоя. Обычно такую твердость поверхности зубьев достигают за счет использования легированных сталей с применением дорогостоящей химико-термической обработки. Как уже отмечалось выше, для высоконагруженных передач очень существенным является также твердость сердцевины, так как этот параметр играет важную роль при расчете на глубинную прочность.

Расчет зубчатой передачи осуществлялся по ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность». Значения твердостей и глубины упрочненного слоя соответствовали экспериментальным значениям, полученным для данного материала – сталь 40X – при лазерной закалке. Сталь заготовок подвергалась улучшению, а химико-термическая обработка поверхности зубьев заменена на лазерное упрочнение. Исходными данными для расчетов являются: частота вращения колеса  $258 \text{ мин}^{-1}$ , частота вращения шестерни  $100 \text{ мин}^{-1}$ , крутящий момент на колесе  $1500 \text{ Нм}$ , передаточное число  $u = 2,85$ , ресурс привода  $L_n = 10000 \text{ ч}$ . Эмпирические коэффициенты и расчетные формулы принимались по рекомендациям ГОСТ 21354-87, значения твердости для стали 40X по данным [4].

Предел контактной выносливости зубьев для шестерни 1 и колеса 2 определяется их твердостью:

$$\sigma_{H \text{ lim } b1} = 23\text{HRC} = 23 \cdot 62 = 1426 \text{ МПа}; \quad (1)$$

$$\sigma_{H \text{ lim } b2} = 23\text{HRC} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}. \quad (2)$$

Число циклов перемены напряжений, соответствующее заданному сроку службы передачи при постоянной нагрузке, в зубьях шестерни и колеса:

$$N_k = 60 \cdot c \cdot L_n \cdot n, \quad (3)$$

$$N_{k1} = 60 \cdot 1 \cdot 258 \cdot 10000 = 154,8 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{k2} = 60 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 10000 = 60 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Базовое число циклов перемены напряжений:

$$N_{Hlimb1} = 30HB_1^{2.4} = 30 \cdot 630^{2.4} = 156.9 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{Hlimb2} = 30HB_2^{2.4} = 30 \cdot 600^{2.4} = 139.54 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Коэффициент долговечности определим по формуле:

$$Z_N = m \sqrt{\frac{N_{Hlimb}}{N_K}}, \quad (4)$$

так как,  $N_{Hlimb} \geq N_K$  то  $m = 6$

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{156.9 \cdot 10^6}{154.8 \cdot 10^6}} = 1.002;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{139.54 \cdot 10^6}{60 \cdot 10^6}} = 1.151.$$

Допускаемые контактные напряжения для шестерни:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlimb1} \cdot 0,9}{S_H} \cdot Z_N = \frac{1426 \cdot 0,9}{1,2} \cdot 1.002 = 1071.639 \text{ МПа} \cdot \quad (5)$$

для колеса:

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlimb2} \cdot 0,9}{S_H} \cdot Z_N = \frac{1380 \cdot 0,9}{1,2} \cdot 1.151 = 1191.285 \text{ МПа} \cdot \quad (6)$$

где  $S_H$  – коэффициент безопасности, для зубьев с поверхностным упрочением:  
 $S_H = 1,2$ .

Принимаем для расчёта допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{HP} = 1071,639$  МПа.

Межосевое расстояние определяется по формуле:

$$a_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}; \quad (7)$$

где  $K_a = 495$  — вспомогательный коэффициент для прямозубых передач;

$T_2 = 1500$  Нм — вращающий момент на колесе;

Примем  $\psi_{ba} = 0,315$  - коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния для симметрично расположенных колёс [5], тогда - коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba} \cdot (u + 1)}{2} = \frac{0.315(2.85 + 1)}{2} = 0.606, \quad (8)$$

где  $K_{H\beta} = f(\psi_{bd}) = 1,05$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от твёрдости колёс и параметра  $\psi_{bd}$  по графику.

$$a_w = 495 \cdot (2.85 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1500 \cdot 1,05}{2.85^2 \cdot 0,315 \cdot 1071.639^2}} = 154,8 \text{ мм} \quad (9)$$

Принимаем  $a_w = 140$  мм.

Рабочая ширина венца зубчатой передачи определяется по формуле:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (10)$$

$$b_2 = 0,315 \cdot 140 = 44.1 \text{ мм}, \text{ принимаем } 44 \text{ мм};$$

Тогда  $b_1 = b_2 + (3 \dots 7) = 44 + 4 = 48$  мм.

Модуль передачи  $m = (0,016 \dots 0,0315) a_w = 2,24 \dots 4,41$  мм. Принимаем  $m = 2$  мм.

Суммарное число зубьев:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 140}{2} = 140. \quad (11)$$

Число зубьев колеса и шестерни:  $Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{140}{2,85+1} = 36,4$ , принимаем  $Z_1 = 36$ ,  
тогда  $Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 140 - 36 = 104$ .

Делительные диаметры: для шестерни  $d_1 = Z_1 \cdot m = 36 \cdot 2 = 72$  мм; для колеса  $d_2 = Z_2 \cdot m = 104 \cdot 2 = 208$  мм.

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 1500}{0.208} = 14423 \text{ Н}. \quad (12)$$

Выполняем проверочный расчёт передачи на контактную усталость, сопоставляя расчётное  $\sigma_H$  и допускаемое  $\sigma_{HP}$  контактные напряжения:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}. \quad (13)$$

Контактное напряжение в полюсе зацепления:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{d_1 \cdot b \cdot u}} = 190 \cdot 2,4946 \cdot 0,864 \sqrt{\frac{14423 \cdot 3,89}{72 \cdot 44 \cdot 2,89}} = 1013,746 \text{ МПа}. \quad (14)$$

Коэффициент нагрузки в зоне контакта  $K_H$ :

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1 \cdot 1,023 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1,0742. \quad (15)$$

Расчётные контактные напряжения:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 1013,746 \cdot \sqrt{1,0742} = 1050,659 \text{ МПа}. \quad (16)$$

Определяем процент недогрузки:

$$\Delta\sigma_H = \frac{(\sigma_{HP} - \sigma_H) \cdot 100\%}{\sigma_{HP}} = \frac{(1071,639 - 1050,659) \cdot 100\%}{1071,639} = 1,96\% \quad (17)$$

Условие прочности выполняется.

Но наибольший интерес для колес с высокой твердостью зубьев представляет расчёт на предотвращение глубинного контактного разрушения. Именно в нем значимым является твердость сердцевины колес.

Эффективная твёрдость упрочнённого слоя для случая лазерного упрочнения [5]

$$H_{eff} = \frac{H_o}{\left(\frac{H_o}{H_K} - 1\right) \left(\frac{h_{teff}}{h_t}\right)^2 + 1}, \quad (18)$$

где  $h_{teff}$  – эффективная толщина упрочнённого слоя (мм)

$$h_{teff} = h_H + 0,2, \quad (19)$$

$h_H$  – глубина расположения зоны наибольших глубинных касательных напряжений

$$h_H = 1,52 \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{E}} \rho_V, \quad (20)$$

$\rho_V$  – приведённый радиус кривизны профиля

$$\rho_V = \frac{0.17d_1u}{(u+1)\cos^2\beta}, \quad (21)$$

$d_1$  – делительный диаметр шестерни;

$u$  – передаточное число передачи;

$\beta$  – угол наклона линии зуба;

$\omega_{Ht}$  – удельная окружная сила при расчёте на контактную выносливость:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{tH}}{b_w} K_H, \quad (22)$$

$E$  – модуль упругости материала.

$$h_{teff} = h_H + 0.2 = 0,566 + 0,2 = 0,766 \text{ мм}, \quad (23)$$

$$h_H = 1.52 \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{E}} \rho_V = 1,52 \sqrt{\frac{352,1}{2.1 \cdot 10^5}} 9,0935 = 0,566 \text{ мм}, \quad (24)$$

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{tH}}{b_w} k_H = \frac{14423}{44} 1.0742 = 352,1 \frac{H}{\text{мм}}, \quad (25)$$

$$\rho_V = \frac{0.17d_1u}{(u+1)\cos^2\beta} = \frac{0.17 \cdot 72 \cdot 2.89}{(2.89+1)\cos^2 0} = 9,0935 \text{ мм}, \quad (26)$$

$h_t$  – толщина упрочненного слоя до исходной структуры (сердцевины), при лазерной обработке составляет 0,5...1,5 мм в зависимости от режимов, в данном примере принимаем равной 1 мм;

$H_o = 61HRC = 720HV$  - твердость поверхностей зубчатых колёс (средняя);

$H_K = 34HRC = 336HV$  - твердость сердцевины зубчатых колёс (средняя).

Условие глубинной контактной прочности выполняется, если расчетные максимальные контактные напряжения  $\sigma_H$  будут меньше, чем предел глубинной контактной выносливости  $\sigma_{HKP}$  с учетом коэффициента запаса прочности.

$$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{HKP}}{S_{HK}}, \quad (27)$$

где  $\sigma_{HKP}$  – допускаемое глубинное контактное напряжение,  $S_{HK}$  – коэффициент запаса прочности по глубинным контактным напряжениям  $S_{HK} = 1,4$  [5].

При  $h_H \leq h_t$ , что имеет место в данном примере, опасная зона располагается в упрочнённом слое.

Допускаемое глубинное контактное напряжение определяем как

$$\sigma_{HKP} = 3.6H_{eff}, \quad (28)$$

$$H_{eff} = \frac{H_o}{\left(\frac{H_o}{H_K} - 1\right)\left(\frac{h_{teff}}{h_t}\right)^2 + 1} = \frac{720}{\left(\frac{720}{336} - 1\right)\left(\frac{0,766}{1.0}\right)^2 + 1} = 430,99 \text{ МПа} \quad (29)$$

$$\sigma_{HKP} = 3.6H_{eff} = 3.6 \cdot 430,99 = 1551,56 \text{ МПа} \quad (30)$$

$$\sigma_H \leq \frac{1551,56}{1,4} = 1108,26 \text{ МПа.} \quad (31)$$

Получаем  $\sigma_H = 1050,659 \text{ МПа} \leq 1108,26 \text{ МПа}$ , – условие прочности при расположении опасной зоны в упрочненном слое выполняется.

Расчет колес на глубинную контактную прочность при залегании опасной зоны в упрочненном слое или на границе слоя позволяет определить вариант упрочнения, когда глубину закалки можно минимизировать и обеспечить при этом эффективную и долговечную работу зацепления. Если опасная зона находится в закаленном слое

$$h_t \geq h_{\text{eff}} \sqrt{\frac{\sigma_H S_H (H_o - H_K)}{H_K (3,6H_o - \sigma_H S_H)}} = 0,766 \sqrt{\frac{1050,659 \cdot 1,4 (720 - 336)}{336 (3,6 \cdot 720 - 1050,659 \cdot 1,4)}} = 0,938 \text{ мм.} \quad (32)$$

Анализируя параметры, используемые для определения глубины наибольших глубинных касательных напряжений, можно заметить, что глубина  $h_H$  увеличивается с ростом габаритов передачи и модуля зацепления. Также важным является твердость поверхности и сердцевины колес, особенно в высоконагруженных передачах.

Выполняя расчеты на прочность зубчатых колес средней нагруженности с поверхностным упрочнением до твердости поверхностного слоя более 55 HRC установили, что условие глубинной контактной прочности выполняется, если зона наибольших глубинных касательных напряжений находится в пределах толщины упрочненного слоя, а не в более мягкой сердцевине. При этом глубина этой зоны обычно составляет до 1 мм и не превышает толщины упрочненного слоя. Вариант расположения зоны наибольших глубинных касательных напряжений в сердцевине не рассматриваем, так как твердость сердцевины заведомо невелика, а глубину упрочняемого слоя при лазерной закалке можно варьировать за счет режимов обработки в пределах более 1 мм. Поэтому целью исследований являлось проверить условие глубинной контактной прочности при расположении зоны наибольших глубинных касательных напряжений в пределах упрочненного слоя, удовлетворяющего условию работоспособности передачи.

Лазерная закалка позволяет обеспечить распределение твердости по глубине так, что по всей ширине зуба твердость превышает величины напряжений, возникающих в процессе работы передачи. Хорошие качественные показатели обработанной лазером поверхности, такие как мелкозернистая структура, отсутствие трещин на поверхности, повышенная сопротивляемость контактными нагрузкам, уменьшение коэффициента трения позволяет получить твердость поверхности у среднеуглеродистых низколегированных сталей 40X, 40XH и др. 63...65 HRC, при которой достигается максимальное сопротивление выкрашиванию, в широком диапазоне геометрических размеров зубчатых колес. Традиционно добиться такой твердости возможно для сталей 20X, 20XH2M, 18XГТ, 25XГМ с помощью улучшения, цементации, нитроцементации или азотирования поверхности с последующим низкотемпературным отпуском. Возникающие при химико-термической обработке дефекты микроструктуры, снижающие контактную и изгибную прочность, отсутствуют при лазерной закалке, а обработанный слой обладает некоторой пластичностью, способствующей повышенной сопротивляемости усталостным разрушениям и перегрузкам.

Лазерная закалка зубчатых колес является перспективным направлением, позволяющим снизить стоимость зубчатых передач при обеспечении высокой прочности и долговечности. Особенностью этого подхода является необходимость предварительного расчета контактных напряжений в зубьях для конкретных передач и выбор технологических параметров лазерного упрочнения, обеспечивающих превышение твердости и прочности материала над контактными напряжениями по всей глубине зуба.

## РЕЗЮМЕ

Лазерная закалка является перспективной технологией, которая обеспечивает требуемые свойства и долговечность зубчатых передач при существенном уменьшении себестоимости упрочнения. Особенностью этого технического решения является необходимость предварительного расчета контактных напряжений в конкретных передачах и выбор технологических параметров лазерного упрочнения так, чтобы твердость превышала возникающие напряжения на всей глубине зуба.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Тескер, Е.И. Современные методы повышения несущей способности высоконагруженных зубчатых передач трансмиссий и приводов / Е.И. Тескер, С.Е. Тескер // Международный симпозиум «Теория и практика зубчатых передач - 2014», Ижевск, Россия. – с. 316-323.
2. Ермичев, В.А. Износ и трибоусталость зубчатых колес / В.А. Ермичев, П.В. Тихомиров // Состояние и перспективы развития дорожного комплекса. Сб. науч. трудов. Вып. 3.- Брянск: БГТА, 2001 - с. 16-18.
3. Петрусевиц, А.И. Контактная прочность деталей машин / А.И. Петрусевиц. – М.: Машиностроение, 1970 - 64 с.
4. Марочник сталей и сплавов / Под ред. А.С. Зубченко. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение-1, 2003. – 782 с.
5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность, 1988.
6. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования: учебник / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; под общ. ред. А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., перераб. – Мн.: Выш. шк., 2006. – 560 с.

## SUMMARY

*The laser hardening is a perspective technology which provides required property and durability of gears and sufficient decreasing of hardening cost. The feature of this approach is the need for pre-calculation of contact stress in a certain gear and selection of processing parameters of laser hardening, provided the hardness exceeding on the arising stresses on entire depth of tooth.*

**E-mail:** [scvdm@bntu.by](mailto:scvdm@bntu.by)  
[ausi@tut.by](mailto:ausi@tut.by)

Поступила в редакцию 13.10.2015