

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА ГЛУБИННОЙ КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ

Глубинная контактная выносливость зуба является важным критерием работоспособности зубчатой передачи. В статье проанализированы существующие методики определения глубинной контактной выносливости зубчатых цилиндрических передач. Выполнена валидация методик (Финдли, В. И. Короткина, Е. И. Тескера и В. Н. Сызранцева) на основе доступных экспериментальных данных. Результаты представлены в виде графиков изменения коэффициента запаса прочности по глубине упрочненного слоя и сводной таблицы расчетов и результатов экспериментов.

Ключевые слова: глубинная контактная выносливость, зубчатая цилиндрическая передача, критерий прочности Писаренко—Лебедева, критерий Финдли.

Введение. Научно-технический прогресс в машиностроении в последние десятилетия приводит к значительному сокращению элементов механического привода в различных машинах и устройствах. Это связано с тем, что нашел широкое применение электромеханический привод, который не требует механического регулирования скоростей привода, устройств отбора мощности и т. д. Тем не менее в состав электромеханического привода современных машин все же входят зубчатые передачи. К примеру, трансмиссия электромобиля содержит одноступенчатый цилиндрический редуктор, а карьерный самосвал БелАЗ имеет планетарную зубчатую передачу в редукторах мотор-колес. Из этого заключаем, что развитие методов проектирования и технологий изготовления зубчатых передач остается важным аспектом научно-технического прогресса в машиностроении.

Важной характеристикой зубчатых передач, как и любой другой детали машин, является ее надежность. Надежность зубчатых передач в большей степени оценивается долговечностью и безотказностью.

Безотказность работы подразумевает под собой сохранение работоспособности в заданный срок службы с определенными эксплуатационными условиями. Работоспособность зубчатых передач оценивается несколькими критериями:

- 1) контактная выносливость активных поверхностей зубьев;
- 2) выносливость зубьев при изгибе;
- 3) глубинная контактная выносливость зубьев;
- 4) износостойкость и противозадирная стойкость зубьев;
- 5) виброактивность и шум зубчатой передачи;
- 6) коэффициент полезного действия в зубчатой передаче.

При проектировании передач обычно оценивают изгибную и контактную выносливость. Износостойкость учитывают, как правило, в быстроходных передачах или в передачах, работающих в среде, агрессивной абразивами. Задиры происходят в резуль-

тате заедания зубьев передачи и обычно появляются при сочетании высоких давлений и скоростей. Виброактивность и шум контролируют в передачах для оценки точности изготовления и сборки передачи и являются важным критерием работоспособности быстроходных передач. Коэффициент полезного действия — важный критерий работоспособности силовых и кинематических зубчатых передач приборов и аппаратуры. Расчет глубинной контактной выносливости проводится для передач, зубья которых были подвержены химико-термической обработке (ХТО).

ХТО повышает твердость контактирующих поверхностей зубьев колес, что увеличивает предел контактной выносливости передачи. Помимо этого, при ХТО не происходит искажения формы зубьев колес, что очень важно для скоростных высокоточных передач. Также ХТО улучшает износо-, жаро- и коррозионную стойкость рабочих поверхностей зубчатой передачи.

При ХТО необходимо учитывать ее параметры, т.к. могут возникнуть следующие ситуации:

— избыточная толщина упрочненного слоя отрицательно влияет на упругопластические характеристики зуба, что уменьшает изгибную выносливость передачи;

— недостаточная толщина упрочненного слоя приводит к появлению глубинных контактных разрушений, в результате чего даже единичный случай может снизить ресурс передачи до 70 % [1].

В связи с этим при определении параметров ХТО (толщины упрочненного слоя, твердости сердцевины и поверхности) выполняют проверочный расчет на изгибную и глубинную контактную выносливость зубьев передачи.

Цели статьи — проанализировать методики расчета глубинной контактной выносливости зубчатых цилиндрических передач и выполнить валидацию методик, используя экспериментальные данные.

Методики расчета глубинной контактной выносливости. В большинстве случаев расчет глубинной контактной выносливости ведет к определению

минимального коэффициента запаса прочности по глубине упрочненного слоя.

Одной из наиболее распространенных методик является расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения, представленный в ГОСТ 21354-87 [2]. Расчет основан на теории касательных напряжений с учетом влияния нормальных напряжений (гипотеза Геста – Мора):

$$\tau_{np} = |\tau_\alpha| - K|\sigma_\alpha|, \quad (1)$$

где τ_α — касательное напряжение, действующее на площадках, проходящих через точку z_0 и наклоненных под углом α к оси y , МПа; K — коэффициент; $K = 0,2$; σ_α — нормальное напряжение, действующее на площадках, проходящих через точку z_0 и наклоненных под углом α к оси y , МПа.

Касательное и нормальное напряжения τ_α и σ_α определяются по зависимостям, МПа:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{zy} \cos 2\alpha, \quad (2)$$

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha - \tau_{zy} \sin 2\alpha, \quad (3)$$

где σ_y, σ_z — нормальные сжимающие напряжения по осям y и z соответственно, МПа; τ_{zy} — касательное напряжение на площадке параллельной плоскости Ozy , МПа; α — угол наклона площадки к оси y , град. (рис. 1).

В [3] показано, что приведенное касательное напряжение τ_{np} имеет максимальное значение при $\alpha = 90^\circ$ и относительных координатах $y_0 = 0,85$ и $z_0 = 0,6 \dots 0,85$ ($y_0 = y/b$; $z_0 = z/b$), где b — полуширина площадки контакта (см. рис. 1). Это дало возможность упростить метод расчета по предотвращению глубинного контактного разрушения, суть которого в сравнении расчетного контактного напряжения $1,4\sigma_H$ и допускаемого предельного глубинного контактного напряжения σ_{HPrA} , определяемого по формуле [2–4], МПа:

$$\sigma_{HPrA} = 1,07 H_{HB}^{серА} A_\phi \mu_T K_{HPrA}, \quad (4)$$

где μ_T — коэффициент, учитывающий возможность возникновения трещин не в сердцевине, а в упрочненном слое, определяемый по кривым; K_{HPrA} — коэффициент, учитывающий число циклов изменения

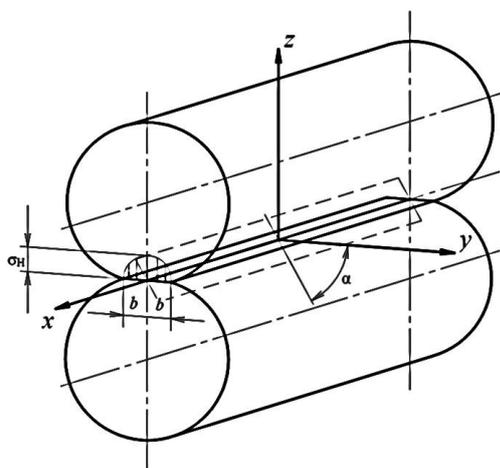


Рис. 1. Расчетная схема контактных напряжений двух параллельных цилиндров

напряжений рассчитываемого зубчатого колеса при расчете на глубинные напряжения, определяется по формуле:

$$K_{HPrA} = \sqrt[18]{\frac{N_{0rA}}{N_{ErA}}}, \quad (5)$$

где N_{0rA} — базовое число циклов изменения глубинных напряжений; N_{ErA} — эквивалентное число циклов изменения напряжений рассчитываемого зубчатого колеса при проверке на глубинные напряжения.

В [1, с. 117] расчёт заключается в поиске минимального значения коэффициента запаса прочности по всей глубине упрочненного слоя:

$$n_g(z_0) = \frac{\tau_H(z_0)}{\tau_s(z_0)} \rightarrow \min, \quad (6)$$

где $\tau_H(z_0)$ — функция предела контактной выносливости по глубине упрочненного слоя; $\tau_s(z_0)$ — функция эквивалентных касательных напряжений.

Эквивалентные касательные напряжения $\tau_s(z_0)$ рассчитываются также по формуле (1), но значение коэффициента K уточняется; так, для части упрочненного слоя, обладающего твердостью выше 6000 МПа, $K = 0,25$, для остальной части слоя $K = 0,4$. Уточнение коэффициента K сделано на основе работы [5].

Координата y_0 в расчете [1] определяется по зависимости:

$$y_0 = 0,316z_0 + 0,660. \quad (7)$$

Методика [6, 7] использует обобщенный критерий предельного состояния Лебедева – Писаренко для структурно неоднородного материала. Действующее эффективное напряжение σ_e рассчитывается по формуле, МПа:

$$\sigma_e = \chi \sigma_i + (1 - \chi) \sigma_1 A \left| \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_i} \right|, \quad (8)$$

где χ — параметр пластичности материала, учитывающий степень участия в микроразрушении сдвиговых деформаций; σ_i — интенсивность октаэдрических напряжений, МПа; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения, МПа; A — статистический параметр дефектности для закаленных сталей $A = 0,7 \dots 0,8$.

Параметр пластичности материала χ зависит от твердости и определяется по формулам для различных видов ХТО:

цементация

$$\chi = -0,89 H_{HV} \cdot 10^{-3} + 1,356, \quad \chi_{\min} = 0,6; \quad (9)$$

нитроцементация

$$\chi = -0,71 H_{HV} \cdot 10^{-3} + 1,284, \quad \chi_{\min} = 0,68, \quad (10)$$

где H_{HV} — твердость стали по Виккерсу (при $H_{HV} \leq 400$ $\chi = 1$).

Допускаемые эффективные напряжения определяются по формуле, МПа:

$$\sigma_{HKPe} = \chi(\chi - 0,11128) H_{HV} Z_{LK} \prod_{i=1}^5 K_i, \quad (11)$$

где Z_{LK} — коэффициент долговечности; K_1 — коэффициент, зависящий от характера контактирова-

ния (для линейного контакта $K_1 = 2,05...2,15$); K_2 — коэффициент, зависящий от числа «зон риска» в пределах упрочненного слоя (при наличии одной зоны $K_2 = 1$, двух зон — $K_2 = 0,90...0,95$); K_3 — коэффициент, учитывающий влияние внешней касательной нагрузки; K_4 — коэффициент, учитывающий качество материала и ХТО (для углеродистых и низколегированных сталей, не содержащих никеля $K_4 = 0,90...0,95$, для легированных сталей с содержанием никеля до 1 % $K_4 = 0,95...1,05$, для никельсодержащих сталей $K_4 = 1,05...1,10$); K_5 — коэффициент, учитывающий разброс механических характеристик материала в упрочненном слое ($K_5 = 0,90...0,95$) меньшие значения — при отсутствии автоматического регулирования процесса ХТО).

Коэффициент долговечности Z_{LK} вычисляется по формуле:

$$Z_{LK} = \sqrt[20]{\frac{10^7}{N_{EK}}}, \quad (12)$$

где N_{EK} — эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Коэффициент K_3 определяется по зависимости:

$$K_3 = \frac{1}{1 + \left[(1 + 60C_{a\beta}^{0,25} f^2)^{0,5} - 1 \right] (1 + z_0)^{-8,5}}, \quad (13)$$

где $C_{a\beta}$ — отношение профильного радиуса к продольному (при линейном контакте деление на бесконечность $C_{a\beta} = 0$); f — коэффициент трения.

Расчет сводится к определению минимального коэффициента запаса прочности по глубине упрочненного слоя и за его пределами.

Зарубежные методики [8–11] расчета глубинной контактной выносливости (TIFF) основываются на положении, что трещина возникает внутри зуба из-за двух механических движущих сил: постоянных остаточных напряжений растяжения из-за поверхностного упрочнения; и переменных напряжений из-за подвижного контактного давления на боковой поверхности зуба.

Финдли [11] предложил подход к критической плоскости, в котором амплитуда сдвига ($\tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min})/2$) и максимальное контактное напряжение во время цикла нагружения ($\sigma_{n,\max}$) на исследуемой плоскости используются для расчета глубинной контактной выносливости. Формула для расчета имеет вид:

$$\sigma_F = \tau_a + a_{cp} \sigma_{n,\max}, \quad (14)$$

где τ_a — амплитуда напряжений сдвига; $\sigma_{n,\max}$ — и максимальное контактное напряжение во время цикла нагружения; a_{cp} — параметр материала.

Слагаемое $a_{cp} \sigma_{n,\max}$ в (14) модифицируется из-за наличия остаточных напряжений. Через тензор гидростатической части остаточных напряжений уравнение (14) примет вид:

$$\sigma_F = \tau_a + a_{cp} (\sigma_{n,\max} + \sigma_{res}), \quad (15)$$

где σ_{res} — остаточные напряжения.

Напряжение σ_F следует оценивать на плоскости, которая дает наивысшее значение в каждой материальной точке. Это значение обозначается как напряжение критической плоскости. Критическое значение материала, то есть предел выносливости,

определяется как σ_{crit} . Параметр a_{cp} также является константой материала, отражающей чувствительность материала к нормальному растягивающему напряжению по сравнению с напряжением сдвига.

Если используется критерий критической плоскости Финдли, предел выносливости σ_{crit} и параметр a_{cp} будут отличаться на различной глубине от контактирующей поверхности зуба, т. к. в процессе поверхностного упрочнения зуб претерпевает различные фазовые превращения и объемное расширение, что влияет на остаточные напряжения по всей глубине зуба.

Расчет сводится к определению соотношения напряжения σ_F и прочности материала на критической плоскости.

$$S = \frac{\sigma_F}{\tau_{-1}}, \quad (16)$$

где τ_{-1} — предел усталости при кручении.

Если S выше критического значения, которое для зубчатых колес с поверхностным упрочнением принимается равным 1, то в исследуемой точке материала может быть высокий риск отказа по критерию глубинной контактной выносливости.

Также возможна оценка долговечности зубчатой передачи через определение скорости роста усталостной трещины внутри зуба.

Расчет глубинной контактной выносливости, основанный на применении критической плоскости и критерии Финдли (Данг Вана, Матаке) широко используется, поскольку результаты прогнозирования усталостной долговечности хорошо совпадают с экспериментальными наблюдениями [12–14].

В исследовании [15] распределение напряжений и зоны пластической деформации оценивались с помощью упругопластической модели для пластических градиентных материалов. Модель подробно описана в [16]. Предел текучести как функция радиального положения был смоделирован на основе результатов испытаний на микротвердость с использованием приближения $H = 3\sigma_{Y0}$, где H — твердость по Виккерсу, а σ_{Y0} — начальный предел текучести в миллипаскалях. Было принято степенное поведение деформационного упрочнения, и был использован закон изотропного упрочнения, как показано в следующем уравнении:

$$\sigma_Y = \sigma_{Y0} (1 + \bar{\epsilon}_p^n), \quad (17)$$

где σ_{Y0} — предел текучести, Мпа; $\bar{\epsilon}_p$ — эквивалентная пластическая деформация; n — показатель деформационного упрочнения (постоянный по твердости).

Эквивалентная пластическая деформация $\bar{\epsilon}_p$ определяется по Мизесу путем численного моделирования (методом конечных элементов) напряжений по глубине упрочненного слоя.

Также существуют методики [17, 18], определяющие лишь глубину опасной зоны, соответствующей максимальному значению отношению эквивалентных напряжений (по принятому критерию) к твердости по Виккерсу, при этом не пытаясь определить какие-либо качественные значения (коэффициент запаса прочности, ресурс передачи и др.).

Для валидации методик определения глубинной контактной выносливости реализуем расчет по трем основным методикам (В. И. Короткина [5, 6], Е. И. Тескера и В. Н. Сызранцева [1, 5] и Финдли [12–14]) и сравним их с доступными экспериментальными данными [17, с. 10]. Результаты экспери-

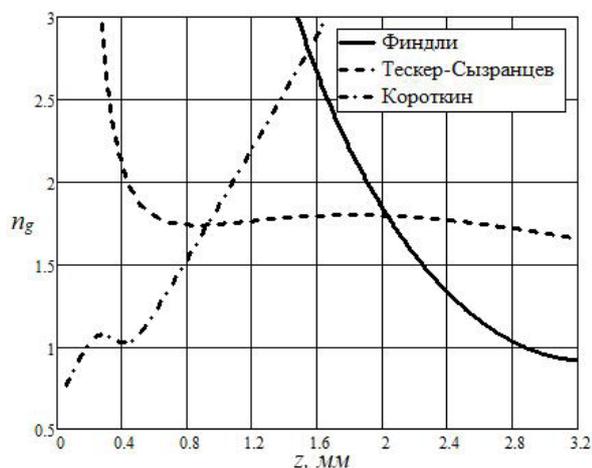


Рис. 2. Коэффициент запаса прочности по глубине упрочненного слоя для ролика АД-30

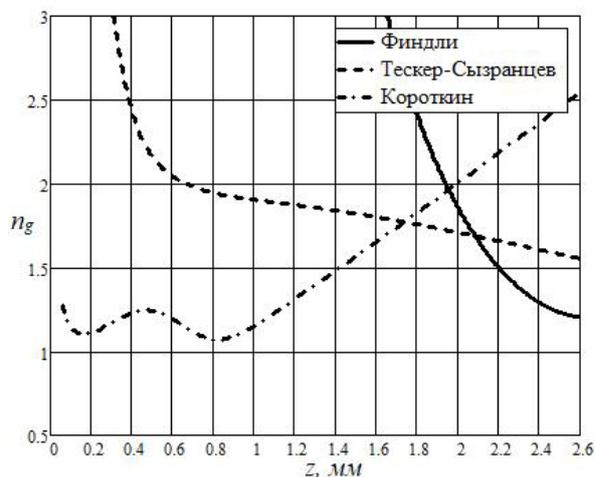


Рис. 4. Коэффициент запаса прочности по глубине упрочненного слоя для ролика СВ-60

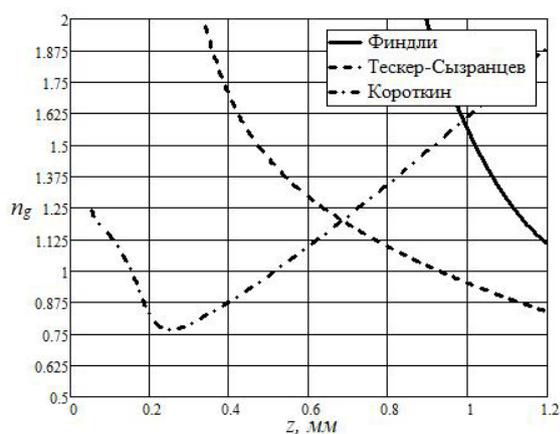


Рис. 3. Коэффициент запаса прочности по глубине упрочненного слоя для ролика СВ-30

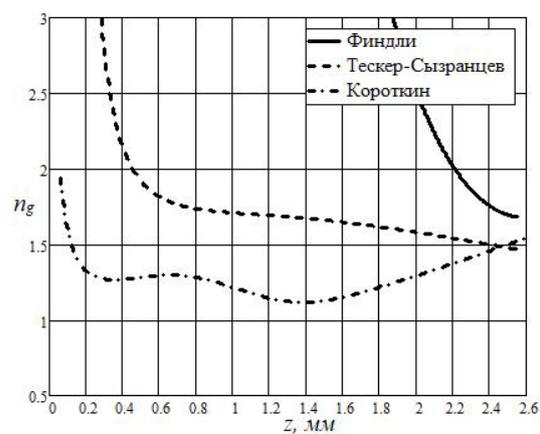


Рис. 5. Коэффициент запаса прочности по глубине упрочненного слоя для ролика СА-120

ментов получены на основе исследования влияния глубины цементованного слоя на долговечность цементованных роликов при контактной усталости. На рис. 2–6 представлены графики изменения коэффициента запаса прочности по глубине упрочненного слоя для различных цементованных роликов.

В табл. 1 представлены исходные данные и результаты расчетов.

Выводы. Результаты расчетов и сравнение их с экспериментальными данными позволяют сделать следующие выводы:

1. Результаты экспериментов показывают, что глубинное контактное разрушение возможно на нескольких уровнях по глубине упрочненного слоя. Этот случай прослеживается в результатах расчетов по методике В. И. Короткина.

2. Методика Е. И. Тескера и В. Н. Сызранцева в большинстве случаев завышает значения коэффициента запаса прочности. Для роликов СВ-30 и СВ-120 получены довольно близкие значения глубины минимального запаса прочности (опасной зоны).

3. Результаты расчета по методике Финдли не дают удовлетворительных результатов для определения опасной зоны по глубине упрочненного слоя, но для роликов СВ-30 и СВ-120 также получены близкие значения минимального коэффициента запаса прочности. Причиной неудовлетворительных результатов, в отличие от результатов

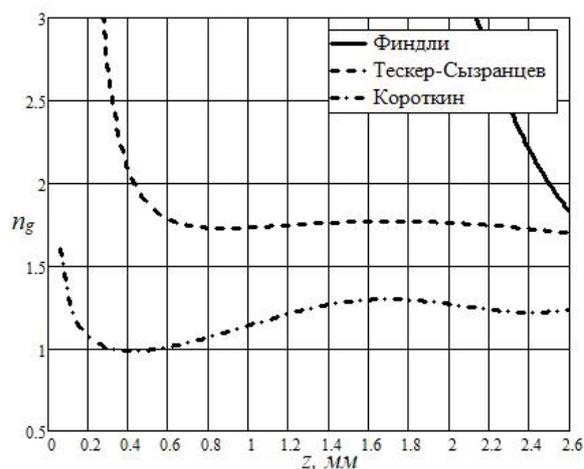


Рис. 6. Коэффициент запаса прочности по глубине упрочненного слоя для ролика СВ-120

в [12–14], по нашему мнению, является то, что в исследованиях осуществлялось сравнение расчетного и экспериментального значений эквивалентного числа нагружений до разрушения.

4. Подводя общий итог, заключаем, что методика В. И. Короткина дает наиболее точные результаты по определению глубины опасной зоны и значению минимального коэффициента запаса прочности.

Результаты расчетов и экспериментальных данных

Ролик	σ_{Hr} МПа	P_s мм	d_{c1} мм	z_{eff} мм	H_{Hr} HV	H_{eff} HV	H_{c1} HV	$N_{EK} \times 10^{-6}$	Эксперимент		Короткин В. И.		Финдли		Е. И. Тескер и В. Н. Сыз- ранцев	
									n_g	$Z_{ГКР}$ мм	n_g	z_{min}	n_g	z_{min}	n_g	z_{min}
СД-30	1766	7,5	3,20	0,430	795	745	260	15	1,519	0,33	0,976	0,212	0,919	3,191	1,737; 1,654	0,814; 3,2
СВ-30	1962	7,5	1,3	0,455	793	560	260	0,29	1,028	0,25; 0,75	0,982; 1,208	0,213; 0,681	1,032	1,329	0,766	0,929 – 1,3
СВ-60	1570	15	2,6	0,608	850	760	260	15	1,743	0,3; 1,7 – 2,1	1,104; 1,069	0,161; 0,818	1,203	2,6	1,541	2,6
СА-120	1766	30	2,5	1,117	840	410	290	0,17	0,836	0,93 – 1,85	0,964	1,6	1,682	2,5	1,466	2,6
СВ-120	1864	30	3,0	1,168	860	685	290	3	1,323	0,7; 2,2	1,008; 2,612	0,776; 1,108	1,488	3	1,726; 1,625	0,846; 3

Библиографический список

1. Голофаст С. Л. Диагностика работоспособности передач Новикова датчиками деформаций интегрального типа: монограф. Новосибирск: Наука, 2004. 163 с.

2. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. Москва: Изд-во стандартов, 1988. 125 с.

3. Редукторы энергетических машин: справ. / Под ред. Ю. А. Державца. Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1985. 232 с.

4. Гинзбург Е. Г., Голованов Н. Ф., Фирун Н. Б. [и др.]. Зубчатые передачи: справочник / под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1980. 416 с.

5. Дрозд М. С., Тескер Е. И., Шаров М. А. Глубинные контактные разрушения зубьев цементованных шестерен // Вестник машиностроения. 1974. № 10. С. 21 – 25.

6. Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. Москва: Машиностроение-1, 2007. 384 с.

7. Короткин В. И., Онишков Н. П. К оценке глубинной контактной выносливости эвольвентных зубчатых передач с поверхностно упрочненными зубьями // Вестник машиностроения, 2008. № 5. С. 9 – 14.

8. MackAldener M., Olsson M. Tooth Interior Fatigue Fracture — computational and material aspects // International Journal of Fatigue. 2001. Vol. 23. P. 329 – 340. DOI: 10.1016/S0142-1123(00)00099-2.

9. ISO/TS 6336-4. Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears — Part. 4: Calculation of Tooth Flank Fracture Load Capacity. Geneva, Switzerland, 2019. 29 p.

10. Hein M., Tobie T., Stahl K. Parameter study on the calculated risk of tooth flank fracture of case hardened gears // The Proceedings of the JSME international conference on motion and power transmissions. 2017. Vol. 5-6. DOI: 10.1299/jsmeipt.2017.05-06.

11. Findley W. N. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending // Journal of Engineering for Industry. 1959. Vol. 81. P. 301 – 305. DOI:10.1115/1.4008327.

12. Dang Van K., Griveau B., Messager O. On a new multiaxial fatigue limit criterion: Theory and application // Biaxial and Multiaxial Fatigue. University of Sheffield: London, UK, 1989. P. 459 – 478.

13. Snidle R.W., Evans H. P., Qiao H. Comparison of fatigue model results for rough surface elastohydrodynamic lubrication //

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2008. Vol. 222. P. 381 – 393. DOI: 10.1243/13506501JET347.

14. Karolczuk A., Macha E. A Review of Critical Plane Orientations in Multiaxial Fatigue Failure Criteria of Metallic Materials // International Journal of Fracture. 2005. Vol. 134. P. 267 – 304. DOI: 10.1007/s10704-005-1088-2.

15. Bai H., Zhu C., Zhou Y. [et al.]. Study on Tooth Interior Fatigue Fracture Failure of Wind Turbine Gears // Metals. 2020. Vol. 10. 1497. P. 1 – 18. DOI: 10.3390/met10111497.

16. Wang Z. J., Jin X. Q., Zhou Q. [et al.]. An Efficient Numerical Method with a Parallel Computational Strategy for Solving Arbitrarily Shaped Inclusions in Elasto-Plastic Contact Problems // Journal of Tribology. 2013. Vol. 135 (3). P. 031401. DOI: 10.1115/1.4023948.

17. Фудзита К., Иосида А. Влияние глубины цементованного слоя и относительного радиуса кривизны на долговечность при контактной усталости цементованного ролика из хромомолибденовой стали // Конструирование и технология машиностроения. 1981. № 2. С. 115 – 124.

18. Xiao-gang L., Qing G., Eryu S. Initiation and propagation of case crushing cracks in rolling contact fatigue // Wear. 1988. Vol. 122. P. 33 – 43. DOI: 10.1016/0043-1648(88)90004-X.

ЛЕБЕДЕВ Сергей Юрьевич, аспирант кафедры «Транспортные и технологические системы» Института транспорта Тюменского индустриального университета, г. Тюмень.

SPIN-код: 2796-5970

AuthorID (РИНЦ): 1010444

ORCID: 0000-0001-7611-6884

AuthorID (SCOPUS): 57203460074

ResearcherID: D-8920-2019

Адрес для переписки: lebedevsergey1995@gmail.com

Для цитирования

Лебедев С. Ю. Анализ методик расчета глубинной контактной выносливости // Омский научный вестник. 2022. № 2 (182). С. 42 – 47. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-182-43-47.

Статья поступила в редакцию 03.02.2022 г.

© С. Ю. Лебедев