

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ГЛУБИННУЮ КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

С. Ю. Лебедев

Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

ANALYSIS OF METHODS FOR CALCULATING SPUR GEAR FOR DEEP CONTACT STRENGTH

Sergey Yu. Lebedev

Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

Аннотация. Зубчатые цилиндрические передачи – неотъемлемая часть конструкций транспортных и технологических машин. Для повышения нагрузочной способности передач применяется химико-термическая обработка (ХТО) рабочих поверхностей зубьев. Передачи с ХТО необходимо проверять на глубинную контактную прочность. В статье выполнен анализ различных методик (по ГОСТ 21354-87; методики, использующей обобщенный критерий предельного состояния Лебедева-Писаренко для структурно неоднородного материала, методики из справочника по редукторам энергетических машин и других авторских методик) по расчету зубчатых цилиндрических прямозубых и косозубых передач на глубинную контактную прочность. Представлены формулы и графики, необходимые для реализации каждой из них. Выполнено сравнение результатов расчетов по данным методикам с результатами экспериментальных исследований цементированных цилиндрических роликов на глубинные контактные разрушения.

Abstract. Spur gear is an integral part of transport and technological machines structure. To increase the load ability of the spur gear, chemical heat treatment of the working cogs surfaces is used. Spur gear with chemical heat treatment must be checked for deep contact strength. The article analyzes various methods (according to GOST 21354-87, methods using the generalized criterion of the limit state for structurally inhomogeneous material by Lebedev-Pisarenko, methods from the handbook describing reducers of power machines etc.) for calculating spur and helical gearing for deep contact strength. The author presents all necessary formulas and graphs for the implementation of each methods, and compares the calculations results of these methods with the results of experimental studies of cemented cylindrical rollers for deep contact destruction.

Ключевые слова: глубинная контактная прочность, зубчатая цилиндрическая передача, химико-термическая обработка, цементация, надежность машин

Key words: deep contact strength, spur gear, chemical heat treatment, cementation, machine reliability

Введение

Большая часть конструкций существующих транспортных и технологических машин имеет одну или несколько зубчатых передач [1], основную долю которых составляют цилиндрические передачи: редукторы ходовых устройств и грузовых лебедок, бортовые передачи, коробки отбора мощности и т. д. Характерной чертой перечисленных передач является их энергонасыщенность, что вынуждает конструкторов и производителей повышать нагрузочную способность зубчатых колес, используя различные способы и подходы: повышение точности передачи, совершенствование геометрии зуба, улучшение физико-механических характеристик применяемых материалов.

Химико-термическая обработка (ХТО) рабочих поверхностей зубьев передачи – это способ повышения твердости поверхности зуба, в результате которого повышается нагрузочная способность передачи, т. к. повышение твердости увеличивает допускаемые контактные напряжения, следовательно, и предел контактной выносливости. Процесс ХТО заключается в диффузии в поверхностный слой углерода, азота, легирующих элементов за счет воздействия среды на нагретую заготовку. Помимо твердости ХТО повышает износо-, жаро- и коррозионную стойкость передачи.

Однако такая обработка может снизить нагрузочную способность передачи вследствие двух причин:

- большая толщина упрочненного слоя снижает пластические свойства материала, что уменьшает запас изгибной прочности передачи;
- недостаточная толщина упрочненного слоя приводит к появлению глубинных контактных разрушений, даже единичный случай может снизить ресурс передачи до 70 % [2].

В связи с этим при определении параметров ХТО (толщины упрочненного слоя, твердости сердцевины и поверхности) выполняют оценку

прочности на изгиб и возможности глубинного контактного разрушения.

Методика расчета зубчатых передач на изгибную прочность разработана с достаточной полнотой [2–4], однако методы расчетов по оценке глубинной контактной прочности [4–11] у различных авторов разнятся, что говорит об отсутствии единой методики расчета. Цель статьи – проанализировать различные методики расчета зубчатых передач на глубинную контактную прочность и сравнить результаты расчетов по каждой методике с экспериментальными данными.

Объект и методы исследования

Объектом исследования являются зубчатые цилиндрические передачи. Предметом – методики расчета зубчатых цилиндрических прямозубых и косозубых передач на глубинную контактную прочность. Основным методом исследования является анализ, также используется метод сравнения.

Методики расчета на глубинную контактную прочность

Одной из наиболее известных методик является расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения по ГОСТ 21354-87 [3, 4]. Согласно методике, расчет выполняется для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес в случае, если расчетное контактное напряжение σ_H превышает величину глубинных контактных напряжений $\sigma_{H_{гг}}$, МПа, определяемых по формуле:

$$\sigma_{H_{гг}} = 0,48A_\varphi H_{HB}^{серд} \quad (1)$$

где A_φ – коэффициент приведения глубинных касательных напряжений к предельным глубинным напряжениям (определяется по кривой (рис. 1)); $H_{HB}^{серд}$ – твердость сердцевины материала зубчатых колес (по Бринеллю).

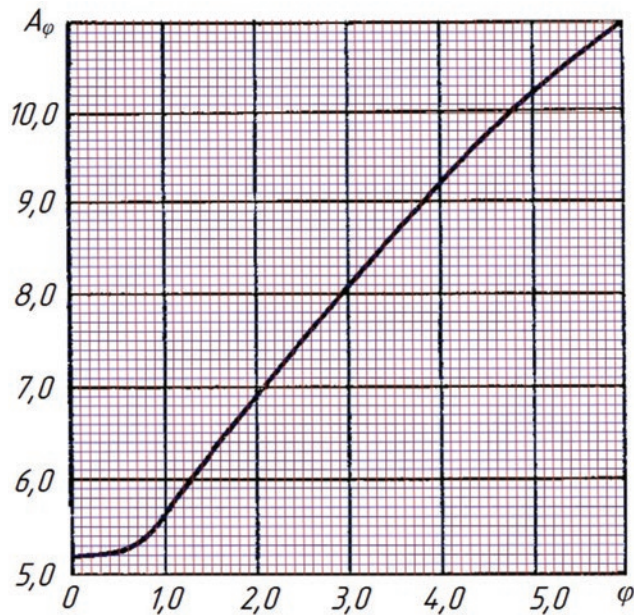


Рис. 1. Значения коэффициента A_φ

Значение коэффициента A_φ зависит от параметра φ , вычисляемого по формуле:

$$\varphi = \frac{\delta_y 10^4}{\rho_v H_{HB}^{серд}}, \quad (2)$$

где δ_y – толщина упрочненного слоя, мм;
 ρ_v – приведенный радиус кривизны сопряженных профилей зубьев в полюсе зацепления, мм. Он рассчитывается по формуле:

$$\rho_v = \frac{0,17 d_{\omega 1} u}{[(u+1) \cos^2 \beta]}, \quad (3)$$

где $d_{\omega 1}$ – диаметр начальной окружности шестерни, мм;

u – передаточное число;

β – угол наклона зуба, град.

В результате, если условие $\sigma_H > \sigma_{H2L}$ выполняется, то проводится расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения, суть которого в сравнении расчетного контактного напряжения σ_H и допускаемого предельного глубинного контактного напряжения σ_{HP2L} , определяемого по формуле:

$$\sigma_{HP2L} = 1,07 H_{HB}^{серд} A_\varphi \mu_T K_{HL2L}, \quad (4)$$

где μ_T – коэффициент, учитывающий возможность возникновения трещин не в сердцевине, а в упрочненном слое и определяемый по кривым (рис. 2);

K_{HL2L} – коэффициент, учитывающий число циклов изменения напряжений рассчитываемого зубчатого колеса при расчете на глубинные напряжения, определяется по формуле:

$$K_{HL2L} = 18 \sqrt{\frac{N_{02L}}{N_{E2L}}}, \quad (5)$$

где N_{02L} – базовое число циклов изменения глубинных напряжений;

N_{E2L} – эквивалентное число циклов изменения напряжений рассчитываемого зубчатого колеса при проверке на глубинные напряжения.

Базовое число циклов изменения глубинных напряжений N_{02L} определяется по формуле:

$$N_{02L} = (0,0133 H_{HB}^{серд} - 1) 10^7. \quad (6)$$

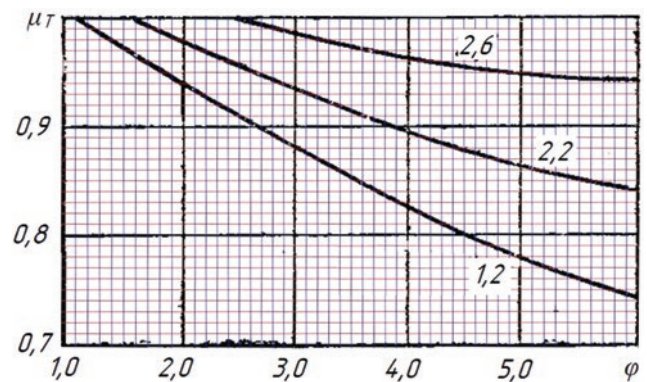


Рис. 2. Значения коэффициента μ_T

Условием отсутствия глубинных контактных разрушений является $\sigma_{HP2L} > 1,4 \sigma_H$.

Методика [5, 6] использует обобщенный критерий предельного состояния Лебедева-Писаренко для структурно неоднородного материала. Действующее эффективное напряжение σ_e , МПа, рассчитывается по формуле:

$$\sigma_e = \chi \sigma_i + (1 - \chi) \sigma_1 A \left| 1 - \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_i} \right|, \quad (7)$$

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, $A = 0,7 \div 0,8$.

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

цементация:

$$\chi = -0,89 H_{HV} \cdot 10^{-3} + 1,356, \quad \chi_{\min} = 0,6, \quad (8a)$$

нитроцементация:

$$\chi = -0,71 H_{HV} \cdot 10^{-3} + 1,284, \quad \chi_{\min} = 0,68, \quad (8b)$$

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

Связь между главными напряжениями $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ и составляющими напряжениями на площадке контакта $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$, описывается следующим кубическим уравнением:

$$\sigma^3 - I_1 \sigma^2 + I_2 \sigma - I_3 = 0, \quad (9)$$

где I_1, I_2, I_3 – коэффициенты уравнения, рассчитываемые по формулам:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z, \quad (10a)$$

$$I_2 = \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2, \quad (10b)$$

$$I_3 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2. \quad (10b)$$

Корнями кубического уравнения являются главные напряжения (при присвоении значения корней каждому главному напряжению необходимо выполнить условие: $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$).

Для нахождения составляющих напряжений на площадке касания можно воспользоваться

формулами М. Губера и С. Фукса для случая первоначального касания по линии:

$$\sigma_x = -\sigma_H 2\nu \frac{z}{b} \left(\sqrt{\frac{b^2 + u}{u}} - 1 \right), \quad (11)$$

$$\sigma_y = -\sigma_H \frac{z}{b} \cdot \left(\sqrt{\frac{b_2 + u}{u}} \left[2 - \frac{b^2 z^2}{u^2 + b^2 z^2} \right] - 2 \right), \quad (12)$$

$$\sigma_z = -\sigma_H \frac{bz^3}{u^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{b^2 + u}{u}}, \quad (13)$$

$$\tau_{yz} = -\sigma_H \frac{buz^2}{u^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{u}{b^2 + u}}, \quad (14)$$

где y, z – координаты точки на площадке касания, мм;

b – полуширина эллиптической площадки касания, мм;

ν – коэффициент Пуассона;

u – корень уравнения $\frac{y^2}{b^2 + u} + \frac{z^2}{u} = 1$.

Интенсивность октаэдрических напряжений σ_i , МПа, определяется по формуле:

$$\sigma_i = \sqrt{I_1^2 - 3I_2} \quad (15a)$$

или

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (15b)$$

Допускаемые эффективные напряжения σ_{HKPe} , МПа, определяются по формуле:

$$\sigma_{HKPe} = \chi(\chi - 0,11128) H_{HV} Z_{LK} \prod_{i=1}^5 K_i \quad (16)$$

где Z_{LK} – коэффициент долговечности;

K_1 – коэффициент, зависящий от характера контактирования (для линейного контакта $K_1 = 2,05 \div 2,15$);

K_2 – коэффициент, зависящий от числа «зон риска» в пределах упрочненного слоя (при наличии одной зоны $K_2 = 1$, двух зон – $K_2 = 0,90 \div 0,95$);

K_3 – коэффициент, учитывающий влияние внешней касательной нагрузки;

K_4 – коэффициент, учитывающий качество материала и ХТО (для углеродистых и низколегированных сталей, не содержащих никеля, $K_4 = 0,90 \div 0,95$, для легированных сталей с содержанием никеля до 1 % $K_4 = 0,95 \div 1,05$, для никельсодержащих сталей $K_4 = 1,05 \div 1,10$);

K_5 – коэффициент, учитывающий разброс механических характеристик материала в упрочненном слое ($K_5 = 0,90 \div 0,95$, меньшие значения – при отсутствии автоматического регулирования процесса ХТО).

Коэффициент долговечности Z_{LK} вычисляется по формуле:

$$Z_{LK} = \sqrt[20]{\frac{10^7}{N_{EK}}}, \quad (17)$$

где N_{EK} – эквивалентное число циклов переменных напряжений.

Коэффициент K_3 определяется по зависимости:

$$K_3 = \frac{1}{1 + \left[(1 + 60C_{\alpha\beta}^{0,25} f^2)^{0,5} - 1 \right] (1 + z^0)^{-8,5}}, \quad (18)$$

где $C_{\alpha\beta}$ – отношение профильного радиуса к продольному (при линейном контакте деление на бесконечность $C_{\alpha\beta} = 0$);

f – коэффициент трения;

z^0 – относительная глубина точки ($z^0 = z/b$).

Методика расчета [7] сводится к определению коэффициента запаса прочности через отношение предельного значения касательных напряжений $\tau_{прlimb}$ к приведенному касательному напряжению $\tau_{пр}$ под упрочненным слоем.

Формула для определения $\tau_{пр}$, МПа, получена с учетом того, что напряжения сжатия σ_a уве-

личивают сопротивляемость материала усталостным разрушениям от касательных напряжений:

$$\tau_{пр} = |\tau_\alpha| - 0,2|\sigma_\alpha|, \quad (19)$$

где τ_α – касательное напряжение, действующее на площадках, проходящих через точку z_0 и наклоненных под углом α к оси y , МПа;

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 , МПа, определяются по зависимостям:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{zy} \cos 2\alpha, \quad (20)$$

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha - \tau_{zy} \sin 2\alpha, \quad (21)$$

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.

Напряжения $\sigma_y, \sigma_z, \tau_{zy}$ рассчитываются по формулам, полученным на основе формул (11–14), но имеют более удобную форму, т. к. параметр λ_0 определяет положительный корень уравнения, что облегчает программирование формул:

$$\sigma_z = -\sigma_H \frac{z_0^3}{\lambda_0^2 + z_0^2} \sqrt{\frac{1 + \lambda_0}{\lambda_0}}, \quad (22)$$

$$\sigma_y = -\sigma_z + 2z_0 \left(1 - \sqrt{\frac{1 + \lambda_0}{\lambda_0}} \right), \quad (23)$$

$$\tau_{zy} = -\sigma_H \frac{y_0 z_0^2}{\lambda_0^2 + z_0^2} \sqrt{\frac{\lambda_0}{1 + \lambda_0}}, \quad (24)$$

$$\lambda_0 = \frac{z_0^2 + y_0^2 - 1}{2} + \sqrt{\left(\frac{z_0^2 + y_0^2 - 1}{2} \right)^2 + z_0^2}, \quad (25)$$

где y_0 и z_0 – относительные координаты точки, в которой рассчитываются напряжения ($y_0 = y/b, z_0 = z/b$).

Предельное значение приведенных касательных напряжений $\tau_{прlimb}$, МПа:

$$\tau_{прlimb} = 1,07 H_{HB}^{сепд}, \quad (26)$$

где $H_{HB}^{сепд}$ – твердость сердцевины по Бринеллю.

Расчет напряжений ведется в точке с координатами $y_0 = 0,85$ и $z_0 = 0,6 \div 0,8$ при $\alpha = 90^\circ$, т. к. в этой точке приведенные касательные напряжения $\tau_{пр}$ достигают максимума.

Следует отметить, что в расчете не учитывается действие касательной нагрузки от сил трения в зубчатом зацеплении, т. к. расчет ведется при $z/b \geq 0,2$, где касательная нагрузка практически не влияет на напряженное состояние.

В методике расчета [2] за основу взяты формулы (22–25), однако расчет заключается в поиске минимального значения коэффициента запаса прочности по всей глубине упрочненного слоя:

$$n_g(z_0) = \frac{\tau_H(z_0)}{\tau_s(z_0)} \rightarrow \min, \quad (27)$$

где $\tau_H(z_0)$ – функция предела контактной выносливости по глубине упрочненного слоя;

$\tau_s(z_0)$ – функция эквивалентных касательных напряжений.

Функция предела контактной выносливости $\tau_H(z_0)$, МПа, имеет вид:

$$\tau_H(z_0) = 0,1 H(z_0), \quad (28)$$

где $H(z_0)$ – функция изменения твердости по глубине упрочненного слоя, МПа.

Эквивалентные касательные напряжения $\tau_s(z_0)$, МПа, рассчитываются по формуле:

$$\tau_s(z_0) = \left| -\tau_{zy}(z_0) \right| - K \left| \sigma_y(z_0) \right|, \quad (29)$$

где K – коэффициент (при $H(z_0) \geq 6000$ МПа, $K = 0,4$ иначе $K = 0,25$).

Координата y_0 в расчете [2] также является величиной переменной и определяется по зависимости:

$$y_0 = 0,316 z_0 + 0,660. \quad (30)$$

Также стоит отметить, что в исследованиях существуют различия и в способах определения твердости по глубине упрочненного слоя для различных видов химико-термической обработки. Это обстоятельство было учтено при выполнении расчетов по каждой методике, но в рамках данной статьи анализ способов определения твердости не представлен.

Результаты расчетов

Чтобы определить, какая из представленных методик дает наиболее точную оценку глубинной контактной прочности передачи, сравним их результаты с экспериментальными данными, представленными в [6].

В экспериментальных данных представлены фактические значения коэффициентов запаса прочности цилиндрических роликов, подвергнутых ХТО. Использование этих данных для оценки методик возможно, т. к. зацепление цилиндрических прямозубых и косозубых передач представляет собой линейный контакт двух цилиндров. В табл. 1 представлены результаты расчетов.

Данные результаты свидетельствуют о том, что наименьшее отклонение для роликов СД-30 и СВ-120 показала методика, заложенная в ГОСТ 21354-87 [3, 4], для ролика СА-120 – методики [5, 6] и [7].

Выводы

В ходе проведенного исследования были достигнуты следующие результаты.

1. Были проанализированы различные методики определения глубинной контактной прочности зубчатых цилиндрических передач.
2. Проведена оценка точности расчетов по различным методикам с экспериментальными данными. Результаты расчетов по [3, 4] продемонстрировали наиболее точные значения.

В целом результаты не показали логической связи между расчетами и экспериментом, что говорит о необходимости совершенствования методик расчета на глубинную контактную прочность.

**Результаты расчетов коэффициента запаса прочности
для цементированных цилиндрических роликов**

Параметр	Ролик			
	СД-30	СА-120	СВ-120	
Контактное напряжение σ_H , МПа	1 766	1 766	1 864	
Приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, мм	7,5	30	30	
Толщина упрочненного слоя, мм	3,2	2,5	3,0	
Твердость поверхности, HV	795	840	860	
Твердость сердцевины, HV	260	290	290	
Фактическое значение коэффициента запаса прочности	1,519	0,836	1,323	
Расчетный коэффициент запаса прочности (отклонение в %)	[3, 4]	1,562 (+2,8)	1,251 (+49,6)	1,288 (-2,64)
	[5, 6]	0,971 (-36,1)	0,925 (+10,6)	1,005 (-24,0)
	[7]	0,829 (-45,4)	0,925 (+10,6)	0,876 (-33,8)
	[2]	0,484 (-68,1)	0,482 (-42,3)	0,632 (-52,2)

Библиографический список

1. Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин : учебник / Н. Н. Карнаухов, Ш. М. Мерданов, В. В. Шефер, А. А. Иванов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2012. – 456 с. – Текст: непосредственный.
2. Голофаст, С. Л. Диагностика работоспособности передач Новикова датчиками деформаций интегрального типа / С. Л. Голофаст. – Новосибирск : Наука, 2004. – 163 с. – Текст : непосредственный.
3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность = Cylindrical involute gears of external engagement. Strength calculation : Государственный стандарт Союза ССР : издание официальное : утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 27-10-1987 г. № 4020 : дата введения 1989-01-01 / разработан и внесен Министерством энергетического машиностроения СССР. – Москва : Изд-во стандартов, 1993. – 125 с. – Текст : непосредственный.
4. Зубчатые передачи : справочник / Е. Г. Гинзбург, Н. Ф. Голованов, Н. Б. Фирун, Н. Т. Халевский ; под ред. Е. Г. Гинзбурга. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980. – 416 с. – Текст : непосредственный.
5. Короткин, В. И. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие / В. И. Короткин, Н. П. Онишков, Ю. Д. Харитонов. – Москва : «Машиностроение-1», 2007. – 384 с. – Текст : непосредственный.
6. Короткин, В. И. К оценке глубинной контактной выносливости эвольвентных зубчатых передач с поверхностно упрочненными зубьями / В. И. Короткин, Н. П. Онишков, А. В. Гольцев. – Текст : непосредственный // Вестник машиностроения. – 2008. – № 5. – С. 9–14.
7. Редукторы энергетических машин : справочник / Б. А. Балашов, Р. Р. Гальпер, Л. М. Гаркави и [др.] ; под ред. Ю. А. Державца. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 232 с. – Текст : непосредственный.
8. Руденко, С. П. Особенности расчета зубчатых колес трансмиссий на глубинную контактную выносливость / С. П. Руденко, А. Л. Валько. – Текст : непосредственный // Вестник машиностроения. – 2015. – № 11. – С. 5–11.
9. Руденко, С. П. Контактная усталость зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин / С. П. Руденко, А. Л. Валько. – Минск : Беларуская навука, 2014. – 126 с. – Текст : непосредственный.

-
10. Руденко, С. П. Разработка режимов химико-термической обработки зубчатых колес из экономно-легированной стали / С. П. Руденко, А. Л. Валько. – Текст : непосредственный // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2017. – № 2 (39). – С. 34–38.
 11. Тескер, Е. И. Современные методы расчета и повышения несущей способности поверхностно-упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов / Е. И. Тескер. – Москва : Машиностроение, 2011. – 434 с. – Текст : непосредственный.

References

1. Karnaukhov, N. N., Merdanov, Sh. M., Shefer, V. V., & Ivanov, A. A. (2012). *Ekspluatatsiya pod'emno-transportnykh, stroitel'nykh i dorozhnykh mashin*. 2nd edition, revised. Tyumen, Industrial University of Tyumen Publ., 456 p. (In Russian).
2. Golofast, S. L. (2004). *Diagnostika rabotosposobnosti peredach Novikova datchikami deformatsiy integral'nogo tipa*. Novosibirsk, Nauka Publ., 163 p. (In Russian).
3. Goller, D. E., Arkhipov, I. Ya., Mitel'man, A. E., Kudryavtsev, V. N., Filipenkov, A. A., Reshetov, D. N., ... Tesker, I. E. (eds.). (1993). *GOST 21354-87. Cylindrical evolvent gears of external engagement. Strength calculation*. Moscow, Izdatel'stvo standartov Publ., 125 p. (In Russian).
4. Ginzburg, E. G., Golovanov, N. F., Firun, N. B., & Khalebskiy, N. T. (1980). *Zubchatye peredachi*. 2nd edition, revised. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 416 p. (In Russian).
5. Korotkin, V. I., Onishkov, N. P., & Kharitonov, Yu. D. (2007). *Zubchatye peredachi Novikova. Dostizheniya i razvitie*. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 384 p. (In Russian).
6. Korotkin, V. I., Onishkov, N. P., & Gol'tsev, A. V. (2008). Estimating the deep contact strength of evolvent gear transmission with surface-hardened teeth. *Russian Engineering Research*, 5(28), pp. 9-14. (In Russian).
7. Balashov, B. A., Gal'per, R. R., Garkavi, L. M., Derzhavets, Yu. A., Podol'skiy, M. E., Rudenko, E. P., ... Filipenkov, A. L. (1985). *Reduktory energeticheskikh mashin*. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 232 p. (In Russian).
8. Rudenko, S. P., & Val'ko, A. L. (2015). Features of analysis of gear wheels of transmissions on deep back-to-back endurance. *Vestnik mashinostroeniya*, (11), pp. 5-11. (In Russian).
9. Rudenko, S. P., & Val'ko, A. L. (2014). *Kontaktnaya ustalost' zubchatykh koles transmissiy energonasyshchennykh mashin*. Minsk, Belaruskaya navuka Publ., 126 p. (In Russian).
10. Rudenko, S. P., & Valko, A. L. (2017). Development of the regimes of chemical heat treatment of gear wheels from sparingly alloyed steel *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2(39), pp. 34-38. (In Russian).
11. Tesker, E. I. (2011). *Sovremennyye metody rascheta i povysheniya nesushcheysposobnosti poverkhnostno-uprochnennykh zubchatykh peredach transmissiy i privodov*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 434 p. (In Russian).

Сведения об авторе

Лебедев Сергей Юрьевич, аспирант кафедры транспортных и технологических систем, Тюменский индустриальный университет, e-mail: lebedevsergey1995@gmail.com

Information about the author

Sergey Yu. Lebedev, Postgraduate Student at the Department of Transport and Technological Systems, Industrial University of Tyumen, e-mail: lebedevsergey1995@gmail.com

Для цитирования: Лебедев, С. Ю. Анализ методик расчета зубчатых цилиндрических передач на глубинную контактную прочность / С. Ю. Лебедев. – DOI: 10.31660/2782-232X-2021-3-90-97. – Текст : непосредственный // *Архитектура, строительство, транспорт*. – 2021. – № 3. – С. 90–97.

For citation: Lebedev, S. Yu. (2021). Analysis of methods for calculating spur gear for deep contact strength. *Arkhitektura, stroitel'stvo, transport* [Architecture, construction, transport], (3), pp. 90-97. (In Russian). DOI: 10.31660/2782-232X-2021-3-90-97.