

УДК 620.178.1

С.П. РУДЕНКО, канд. техн. наук, доц.ведущий научный сотрудник лаборатории металлургии в машиностроении НТЦ «Технологии машиностроения и технологическое оборудование»¹

E-mail: sprud.47@mail.ru

А.Л. ВАЛЬКОстарший научный сотрудник лаборатории металлургии в машиностроении НТЦ «Технологии машиностроения и технологическое оборудование»¹

E-mail: valcoalex5@gmail.com

С.Г. САНДОМИРСКИЙ, д-р техн. наук, доц.заведующий лабораторией металлургии в машиностроении НТЦ «Технологии машиностроения и технологическое оборудование»¹

E-mail: sand_work@mail.ru

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 18.04.2025.

ОЦЕНКА ГЛУБИННОЙ КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Основными факторами, определяющими работоспособность высоконапряженных поверхностно упрочненных зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин, являются параметры упрочненного слоя, особенно характер распределения твердости по его толщине. Проанализированы существующие аналитические зависимости распределения твердости по толщине диффузионного слоя поверхностно упрочненных деталей, применяемые для определения глубинной контактной выносливости зубчатых цилиндрических передач. Установлено, что аппроксимирующая зависимость, приведенная в работах В.И. Короткина, более точно соответствует экспериментальным данным, чем приведенная в ГОСТ 21354-87. Показаны результаты расчета поверхностно упрочненных зубчатых колес на глубинную контактную выносливость с учетом данной зависимости на основе определения эквивалентных напряжений по теории прочности Геста–Мора. Выполнено сравнение полученных результатов расчета с данными стендовых испытаний зубчатых колес разного типоразмера, изготовленных из разных марок сталей. Установлено, что для всех вариантов испытанных зубчатых колес глубинное контактное выкрашивание наблюдается только в одной зоне упрочненного слоя — зоне залегания максимальных эквивалентных напряжений. Сделан вывод, что оценку сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес достаточно проводить по глубине залегания максимальных эквивалентных напряжений, равной полуширине площадки контакта. Отмечено, что применение методики В.И. Короткина, разработанной на основе обобщенного критерия Лебедева–Писаренко для структурно неоднородного материала, для оценки глубинной контактной выносливости эвольвентных зубчатых передач требует проведения дальнейших исследований.

Ключевые слова: зубчатые колеса, диффузионные слои, распределение твердости, глубинная контактная усталость, расчет ресурса

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-2-71-22-28>

Введение. Глубинная контактная усталость является одним из основных видов предельного состояния высоконапряженных деталей, в частности поверхностно упрочненных зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин [1–5]. Условия эксплуатации таких зубчатых колес характеризуются длительной работой под действием переменных нагрузок в условиях нестационарного нагружения, при котором контактные напряжения могут превышать предел контактной выносливости ($23 H_{HRC}$, ГОСТ 21354-87) [6]. В этом случае работоспособность зубчатых колес характеризует-

ся особенностями зарождения трещин контактной усталости активных поверхностей зубьев от действия преобладающей доли касательных напряжений, максимальная величина которых располагается в глубине диффузионного слоя. На основании анализа результатов стендовых и эксплуатационных испытаний зубчатых передач установлено, что максимальное сопротивление глубинной контактной усталости зубчатых колес достигается при бездефектной мартенситно-аустенитной структуре и величине твердости в критической зоне слоя не менее 750–770 HV_{0,2} [4, 5].

В ГОСТ 21354-87 предусмотрен расчет на глубинную контактную выносливость. Однако методика, принятая в нормативном документе, не учитывает влияние на выносливость числа циклов нагружения. Кроме того, согласно многочисленным данным, расчет по нормативным рекомендациям нуждается в существенной корректировке [7–9].

С развитием теории контактных напряжений и появлением новых результатов экспериментальных исследований возрастает актуальность повышения достоверности методик расчета сопротивления контактной усталости. В условиях современных тенденций повышения энергонасыщенности мобильных машин возрос интерес к обеспечению глубинной контактной выносливости зубчатых передач. В [9–13] для оценки глубинной контактной выносливости поверхностно упрочненных деталей предложено использовать обобщенный критерий Лебедева–Писаренко для структурно неоднородного материала [14]. Разработана методика количественной оценки глубинной контактной выносливости с определением коэффициента запаса прочности S_{HK} по всей толщине диффузионного слоя [9–10]. При этом установлено, что глубинное контактное разрушение возможно на нескольких уровнях по глубине упрочненного слоя. Отметим, что данная методика разрабатывалась на основе экспериментальных исследований зубчатых передач с зацеплением Новикова [10]. Есть информация о ее применении для расчета эвольвентных зубчатых передач только для двух случаев, взятых из литературных источников. Также данная методика применялась для оценки глубинной контактной выносливости роликов по данным их испытаний, приведенных в [1]. Однако следует иметь в виду, что результаты испытаний на роликовых аналогах в некоторых случаях могут быть завышенными по сравнению с испытаниями зубчатых колес из-за превышения частоты вращения образцов в 10 и более раз. Согласно ГОСТ 25.501-85 при стендовых испытаниях на роликовых образцах увеличение частоты выше 10 Гц приводит к существенному повышению долговечности из-за несоответствия скоростей нагружения и деформирования. Следовательно, применение методики [10] для оценки глубинной контактной выносливости эвольвентных зубчатых передач требует проведения дальнейших исследований.

Цель данной работы заключается в повышении точности расчета поверхностно упрочненных зубчатых колес на глубинную контактную выносливость.

Результаты исследований. В [8] приведена инженерная методика расчета зубчатых колес трансмиссий на глубинную контактную выносливость. Особенностью предложенной методики является определение ресурса зубчатых колес, обеспечиваемого сопротивлением глубинной кон-

тактной усталости упрочненного слоя в зоне действия максимальных критериальных напряжений. Необходимым условием определения этой зоны является наличие экспериментальных данных о распределении твердости по толщине упрочненного слоя. При отсутствии таких данных для описания распределения $H(z)$ твердости H применяют аналитические зависимости. В ГОСТ 21354-87 $H(z)$ определяют по зависимости [3]:

$$H(z) = \frac{H_0}{\left[\left(\frac{H_0}{H_k} - 1 \right) \left(\frac{z}{h_t} \right)^2 + 1 \right]}, \quad (1)$$

где исходными контролируемыми параметрами являются: H_0 — твердость поверхности зуба; H_k — твердость сердцевины; h_t — толщина слоя; z — текущая глубина слоя.

В работах [9, 10] в результате анализа экспериментальных данных для определения распределения твердости $H(z)$ предложена аппроксимирующая зависимость:

$$H(z) = (H_0 - H_k) \left[\frac{h_t - z}{h_t - h_0} \exp \left(\frac{z - h_0}{h_t - h_0} \right) \right]^B + H_k \quad (2)$$

при $z \leq h_t$,

где $B = \ln \left(\frac{H_0 - H_k}{H_{\text{eff}} - H_k} \right) \left[\ln \left(\frac{h_t - h_0}{h_t - h_{\text{eff}}} \right) - \frac{h_{\text{eff}} - h_0}{h_t - h_0} \right]^{-1}$.

В зависимости (2) в качестве исходных параметров дополнительно использованы: h_{eff} — эффективная толщина упрочненного слоя; H_{eff} — твердость (эффективная) полупереходной зоны упрочненного слоя (например, $H_{\text{eff}} = 550$ HV); h_0 — толщина упрочненного слоя до зоны с максимальной твердостью.

Для наглядности на рисунке 1 приведен график распределения твердости по толщине упроч-

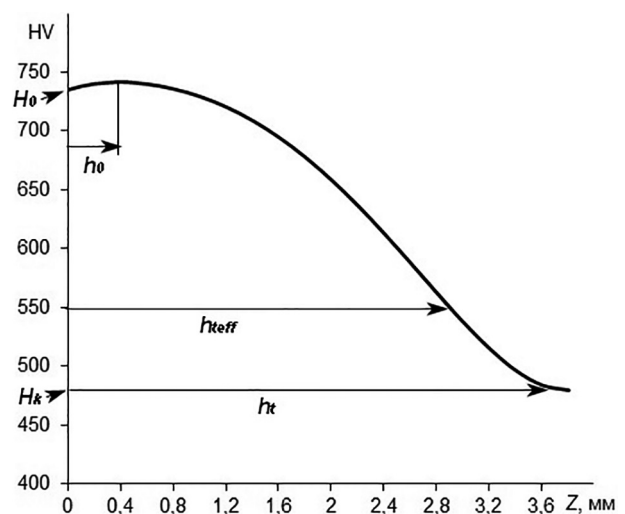


Рисунок 1 — Распределения твердости по толщине упрочненного слоя с основными исходными контролируемыми параметрами
Figure 1 — Hardness distributions over the thickness of the hardened layer with the main initial controlled parameters

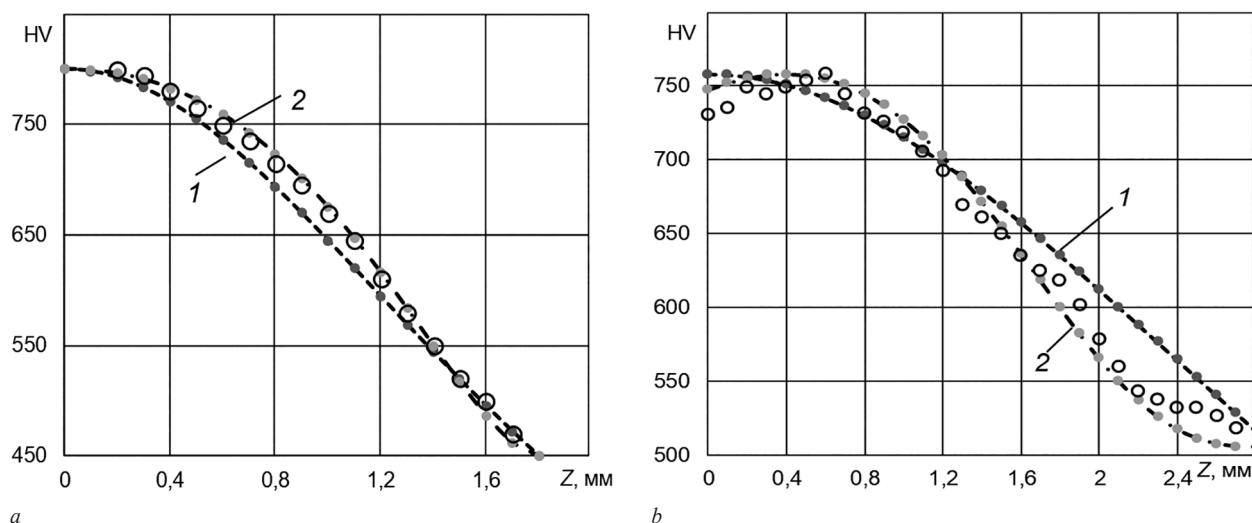


Рисунок 2 — Распределение твердости по толщине упрочненного слоя зубчатых колес из сталей: а — сталь 20ХГНР, модуль 6,5 мм; б — сталь 20ХНЗМА, модуль 8 мм; О — экспериментальные данные; 1 — расчет по формуле (1); 2 — расчет по формуле (2)

Figure 2 — Hardness distribution by thickness of hardened layer of gears made of steels: а — 20ХГНР (20KhGHR) steel, 6.5 mm modulus; б — 20ХНЗМА (20KhN3MA) steel, 8 mm modulus; О — experimental data; 1 — calculation by formula (1); 2 — calculation by formula (2)

ненного слоя, на котором обозначены его основные исходные контролируемые параметры.

На рисунке 2 приведены результаты расчета распределения твердости по толщине упрочненного слоя цементованных образцов из разных марок сталей по зависимостям (1) и (2) в сравнении с экспериментальными данными.

Анализ полученных результатов показывает идентичность аналитической зависимости (2) экспериментальным данным по распределению твердости по толщине упрочненного слоя химико-термически упрочненных зубчатых колес, изготовленных из разных марок сталей в отличие от зависимости (1), приведенной в ГОСТ 21354-87.

Зависимость (2) расширяет возможности инженерной методики расчета поверхностно упрочненных зубчатых колес на глубинную контактную выносливость [8]. При отсутствии экспериментальных данных на стадии опытно-конструкторских работ на основе зависимости (2) можно оценить контактную выносливость по всей толщине упрочненного слоя, а также назначить оптимальную эффективную толщину слоя.

В таблице приведены экспериментальные данные и результаты расчета поверхностно упрочненных зубчатых колес на глубинную контактную выносливость по методике [8] с использованием аналитической зависимости (2). Расчет предусма-

Таблица — Результаты расчета и экспериментальные данные
Table — Calculation results and experimental data

Объект	$\sigma_{H\beta}$ МПа	ρ_v	b	h_t	h_{eff}	H_0	H_k	H_{eff}	Эксперимент			Расчет		
		мм				HV			$N_{ek} \cdot 10^{-6}$	$h_{ГКР}$	$L_e, \text{ч}$	h_{min}	$L_r, \text{ч}$	$L_b, \text{ч}$
1. Шестерня, $m = 6,5$ мм 20ХГНР	2280	12,8	0,5	1,7	0,95	780	295	600	2,1	0,6	250	0,6	241	259
2. Шестерня, $m = 4,5$ мм 20ХНЗА	1500	12,7	0,33	1,6	1,0	700	400	550	15	0,3	300	0,3	248	258
3. Шестерня, $m = 4,5$ мм 20ХГНМБА	1500	12,7	0,33	2,0	1,5	800	485	550	17	Нет ГКР	340	0,3	1360	1280
4. Шестерня, $m = 10$ мм 20Х2Н4А	1690	23,5	0,69	2,9	1,7	680	505	600	4,4	0,6	244	0,6	250	268
5. Шестерня, $m = 10$ мм 20Х2Н4А	1690	23,5	0,69	2,9	1,1	729	520	650	7,3	0,7	407	0,7	419	418
6. Шестерня, $m = 10$ мм 20ХНЗМА	1690	23,5	0,69	4,0	2,4	732	490	600	10,7	0,6	600	0,6	601	609
7. Шестерня, $m = 10$ мм 21ХГНМБА	1690	23,5	0,69	2,9	1,8	767	403	600	12,5	Нет ГКР	700	0,7	883	885

Примечание: σ_H — контактные напряжения в полюсе зацепления; ρ_v — приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления; b — полуширина контакта; N_{ek} — число циклов напряжений при стендовых испытаниях; $h_{ГКР}$ — экспериментальная глубина выкрашивания; L_e — долговечность при стендовых испытаниях; h_{min} — расчетное расстояние от поверхности контакта до зоны слоя с минимальной долговечностью; L_r — расчетная долговечность на глубине слоя h_{min} ; L_b — расчетная долговечность на глубине слоя b ; ГКР — глубинное контактное разрушение.

тривает определение ресурса, обеспечиваемого сопротивлением глубинной контактной усталости поверхностей зубьев эвольвентных зубчатых передач, применяемых в трансмиссиях автомобилей и тракторов. При расчете твердости с использованием зависимости (2) вместо параметра z подставляли полуширину площадки контакта b . Кроме того, выполняли также расчет ресурса по всему упрочненному слою с целью определения зоны с наименьшим ресурсом.

Расчет напряженного состояния диффузионного слоя в зоне контакта сопряженных зубьев поверхностно упрочненных зубчатых колес выполняли на основании расчетной модели [15] с использованием гипотезы Геста–Мора.

В качестве экспериментальных данных представлены результаты стендовых испытаний зубчатых колес с модулем 4,5–10 мм, изготовленных из разных марок сталей. На рисунках 3–8 приведены изображения зубьев шестерен после стендовых испытаний.

Расчетные и экспериментальные данные сравнивались по глубине усталостного разрушения и долговечности в часах работы зубчатых колес. Установлено, что для всех испытанных шестерен глубина выкрашивания и наработка при стендовых испытаниях совпадают с соответствующими рас-



Рисунок 3 — Вид шестерни из стали 20ХН3А после стендовых испытаний в объеме 300 ч (объект 2)
Figure 3 — View of a gear made of 20KhN3A (20KhN3A) steel after 300 h of bench testing (object 2)

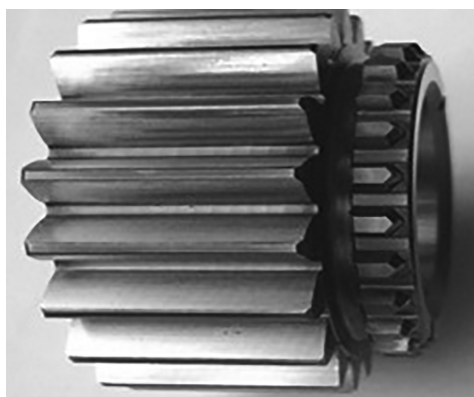


Рисунок 4 — Вид шестерни из стали 20ХГНМБ после стендовых испытаний в объеме 340 ч (объект 3)
Figure 4 — View of a gear made of 20KhGNMB (20KhGNMB) steel after 340 h of bench testing (object 3)

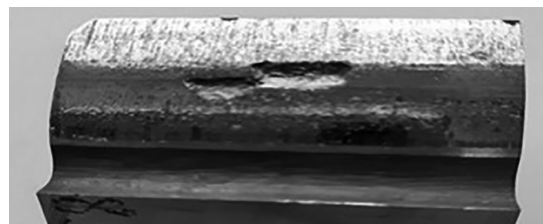


Рисунок 5 — Вид зуба шестерни из стали 20Х2Н4А после 240 ч стендовых испытаний (объект 4)
Figure 5 — View of a gear tooth made of 20Kh2N4A (20Kh2N4A) steel after 240 h of bench testing (object 4)

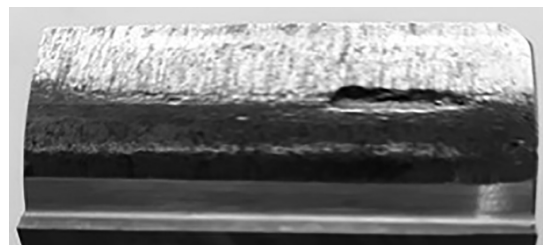


Рисунок 6 — Вид зуба шестерни из стали 20Х2Н4А после 470 ч стендовых испытаний (объект 5)
Figure 6 — View of the gear tooth made of 20Kh2N4A steel after 470 h of bench testing (object 5)

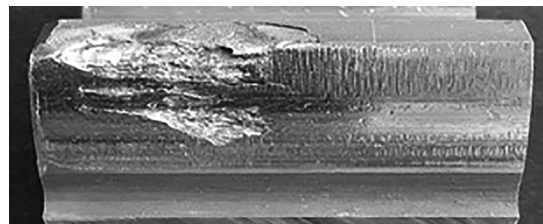
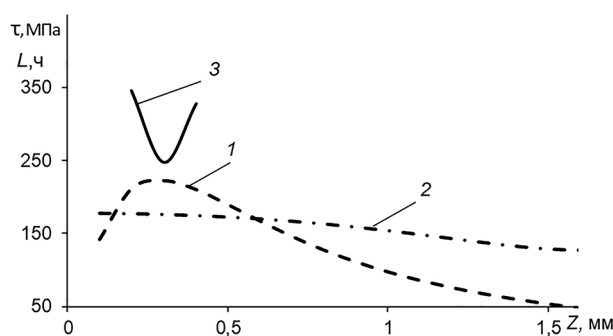


Рисунок 7 — Вид зуба шестерни из стали 20ХН3МА после 600 ч стендовых испытаний (объект 6)
Figure 7 — View of a gear tooth made of 20KhN3MA steel after 600 h of bench testing (object 6)

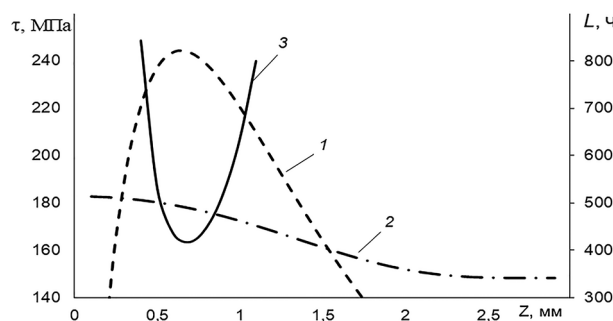


Рисунок 8 — Вид зуба шестерни из стали 21ХГНМБА после 700 ч стендовых испытаний (объект 7)
Figure 8 — View of a gear tooth made of 21KhGNMBA (21KhGNMBA) steel after 700 h of bench testing (object 7)

четными данными. Глубинное контактное выкрашивание зубьев этих шестерен наблюдалось только в упрочненном диффузионном слое. Для всех испытанных шестерен глубина выкрашивания $h_{ГКР}$ соответствует как зоне слоя с минимальной долговечностью h_{min} , так и зоне на расстоянии L_r и L_b . Получено соответствие расчетных величин L_r и L_b с достоверностью линейной аппроксимации 0,99. На основании полученных данных можно сделать вывод, что оценку сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес достаточно проводить по глубине залегания максимальных эквивалентных напряжений, равной полуширине площадки контакта b .



a



b

Рисунок 9 — Расчетные эквивалентные τ_e (1) и предельные τ_{limb} (2) напряжения в упрочненном слое зубьев, прогнозируемый ресурс (3) испытанных шестерен: а — из стали 20ХН3А ($m = 4,5$ мм, 248 ч); б — из стали 20Х2Н4А ($m = 10$ мм, 419 ч)

Figure 9 — Calculated equivalent τ_e (1) and ultimate τ_{limb} (2) stresses in the hardened layer of teeth, predicted service life (3) of the tested gears: а — made of 20KhN3A steel ($m = 4.5$ mm, 248 h); б — made of 20Kh2N4A steel ($m = 10$ mm, 419 h)

Для подтверждения полученных результатов на рисунке 9 приведены результаты расчета эквивалентных τ_e (1) и предельных τ_{limb} (2) напряжений, а также ресурса L (3) по всей толщине упрочненного слоя зубьев испытанных шестерен. Отметим, что во всех вариантах испытанных зубчатых колес глубинное контактное выкрашивание наблюдается только в одной зоне упрочненного слоя — зоне залегания максимальных эквивалентных напряжений.

Заключение. Проанализированы существующие аналитические зависимости распределения твердости по толщине диффузионного слоя поверхностно упрочненных деталей, применяемые для определения глубинной контактной выносливости зубчатых цилиндрических передач. Отмечено, что аппроксимирующая зависимость, приведенная в работах В.И. Короткина, более точно соответствует экспериментальным данным, чем приведенная в ГОСТ 21354-87. Выполнен расчет поверхностно упрочненных зубчатых колес на глубинную контактную выносливость с учетом данной зависимости на основе разработанной ранее расчетной модели с использованием теории прочности Геста–Мора. Сопоставление результатов расчета с данными стендовых испытаний зубчатых колес показало практически полное их

соответствие. Установлено, что для всех вариантов испытанных зубчатых колес глубинное контактное выкрашивание наблюдается только в одной зоне упрочненного слоя — зоне залегания максимальных эквивалентных напряжений. Сделан вывод, что оценку сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес достаточно проводить по глубине залегания максимальных эквивалентных напряжений, равной полуширине площадки контакта.

Список литературы

1. Фудзита, К. Влияние глубины цементованного слоя и относительного радиуса кривизны на долговечность при контактной усталости цементованного ролика из хромо-молибденовой стали / К. Фудзита, А. Йохида // Труды американского общества инженеров-механиков. — 1981. — Т. 103, № 2. — С. 115–124.
2. Редукторы энергетических машин: справочник / Б.А. Балашов, Р.Р. Гальпер, Л.М. Гаркави [и др.]; под ред. Ю.Л. Державца. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1985. — 232 с.
3. Тескер, Е.И. Современные методы расчета и повышения несущей способности поверхностно-упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов / Е.И. Тескер. — М.: Машиностроение, 2011 — 433 с.
4. Руденко, С.П. Контактная усталость зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин / С.П. Руденко, А.Л. Валько. — Минск: Беларус. навука, 2014. — 127 с.
5. Руденко, С.П. Исследование сопротивления контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес / С.П. Руденко // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2009. — № 4. — С. 48–53.
6. Зинченко, В.М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки / В.М. Зинченко. — М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. — 302 с.
7. О методах оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач / В.Н. Кудрявцев, Д.Н. Решетов, И.С. Кузьмин, А.Л. Филиппенков // Вестник машиностроения. — 1989. — № 9. — С. 29–36.
8. Руденко, С.П. Расчет зубчатых колес трансмиссий на глубинную контактную выносливость / С.П. Руденко, С.Г. Сандомирский, А.Л. Валько // Вестник машиностроения. — 2024. — № 5. — С. 375–381.
9. Короткин, В.И. К оценке глубинной контактной выносливости эвольвентных передач с поверхностно упрочненными зубьями / В.И. Короткин, Н.П. Онишков, А.В. Гольцев // Вестник машиностроения. — 2008. — № 5. — С. 9–14.
10. Короткин, В.И. Зубчатые передачи Новикова. Достижение и развитие / В.И. Короткин, Н.П. Онишков, Ю.Д. Харитонов. — М.: Машиностроение, 2007. — 384 с.
11. Лебедев, С.Ю. Анализ методик расчета глубинной контактной выносливости / С.Ю. Лебедев // Омский научный вестник. — 2022. — № 2(182). — С. 43–47. — DOI: <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2022-182-43-47>.
12. Онишков, Н.П. К оценке контактно-усталостной долговечности химико-термически упрочненных зубчатых колес / Н.П. Онишков, В.И. Короткин // Вестник Донского государственного технического университета. — 2017. — Т. 17, № 3. — С. 5–13. — DOI: <https://doi.org/10.23947/1992-5980-2017-17-3-5-13>.
13. Deep contact strength of surface hardened gears / A. Beskopylny, V. Meskhi, N. Onishkov [et al.] // Metals. — 2020. — Vol. 10, iss. 5. — DOI: <https://doi.org/10.3390/met10050600>.
14. Писаренко, Г.С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г.С. Писаренко, А.А. Лебедев. — Киев: Наукова думка, 1976. — 415 с.
15. Руденко, С.П. Расчетная модель напряженного состояния зоны контакта зубьев поверхностно упрочненных зубчатых колес / П. Руденко, С. Г. Сандомирский // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2022. — Т. 67, № 3. — С. 277–284. — DOI: <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-3-277-284>.

RUDENKO Sergei P., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Leading Researcher of the Laboratory of Metallurgy in Mechanical Engineering of the R&D Center “Mechanical Engineering Technologies and Processing Equipment”¹

E-mail: sprud.47@mail.ru

VALKO Aleksandr L.

Senior Researcher of the Laboratory of Metallurgy in Mechanical Engineering of the R&D Center “Mechanical Engineering Technologies and Processing Equipment”¹

E-mail: valcoalex5@gmail.com

SANDOMIRSKI Sergei G., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Head of Laboratory Metallurgy in Mechanical Engineering of the R&D Center “Mechanical Engineering Technologies and Processing Equipment”¹

E-mail: sand_work@mail.ru

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received April 18, 2025.

ASSESSMENT OF DEPTH CONTACT ENDURANCE OF SURFACE-HARDENED GEARS

The main factors determining the performance of highly stressed surface-hardened gears of transmissions of energy-consuming machines are the parameters of a hardened layer, especially the behavior of hardness distribution over its thickness. The existing analytical dependences have been analyzed for hardness distribution over the thickness of the diffusion layer of surface-hardened parts, used for determining the depth contact endurance of cylindric gears. It is noted that the approximating dependence given in the works of V.I. Korotkin corresponds more accurately to the experimental data than that given in GOST 21354-87. The results of calculation of surface-hardened gears are given for deep contact endurance with regard to this dependence on the basis of determination of equivalent stresses according to the Gest–Mohr strength theory. The comparison of the obtained calculation results with the data of bench tests of gears of different sizes made of different steel grades has been carried out. It has been established that for all variants of the tested gears deep contact pitting is observed only in one zone of the hardened layer — the zone of maximum equivalent stresses. It is concluded that it is sufficient to estimate the resistance to deep contact fatigue of surface-hardened gears by the depth of occurrence of maximum equivalent stresses equal to the half-width of the contact area. It is noted that the application of V.I. Korotkin’s method developed on the basis of the generalized Lebedev-Pisarenko criterion for structurally inhomogeneous material to assess the depth contact fatigue resistance of involute gears requires further research.

Keywords: gears, diffusion layers, hardness distribution, deep contact fatigue, lifetime calculation

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-2-71-22-28>

References

1. Fudzita K., Yokhida A. Vliyanie glubiny tsementovannogo sloya i otnositelnogo radiusa krivizny na dolgovechnost pri kontaktной ustalosti tsementovannogo rolіka iz khromomolibdenovoy stali [Influence of cemented layer depth and relative radius of curvature on contact fatigue durability of cemented roller made of chromium-molybdenum steel]. *Trudy amerikanskogo obshchestva inzhenerov-mekhanikov*, 1981, vol. 103, no. 2, pp. 115–124 (in Russ.).
2. Balashov B.A., et al. *Reduktory energeticheskikh mashin* [Reducers of power machines]. Leningrad, Mashinostroenie. Leningradskoe otdelenie Publ., 1985. 232 p. (in Russ.).
3. Tesker E.I. *Sovremennye metody rascheta i povysheniya nesushchey sposobnosti poverkhnostno-uprochnennykh zubchatykh peredach transmissiy i privodov* [Modern methods of calculating and increasing the load-bearing capacity of surface-hardened gears of transmissions and drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2011. 433 p. (in Russ.).
4. Rudenko S.P., Valko A.L. *Kontaktная ustalost zubchatykh koles transmissiy energonasyschennykh mashin* [Contact fatigue of power transmission gears of energy-consuming machines]. Minsk, Belorusskaya nauka Publ., 2014. 127 p. (in Russ.).
5. Rudenko S.P. Issledovanie soprotivleniya kontaktной ustalosti poverkhnostno uprochnennykh zubchatykh koles [Investigation of contact fatigue resistance of surface-hardened toothed wheels]. *Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2009, no. 4, pp. 48–53 (in Russ.).
6. Zinchenko V.M. *Inzheneriya poverkhnosti zubchatykh koles metodami khimiko-termicheskoy obrabotki* [Surface engineering of gears by chemical and thermal treatment methods]. Moscow, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet im. N.E. Bauman Publ., 2001. 302 p. (in Russ.).

7. Kudryavtsev V.N., Reshetov D.N., Kuzmin I.S., Filippenkov A.L. O metodakh otsenki nesushchey sposobnosti tsilindricheskikh zubchatykh peredach [Methods for assessing the bearing capacity of cylindrical gears]. *Vestnik mashinostroeniya*, 1989, no. 9, pp. 29–36 (in Russ.).
8. Rudenko S.P., Sandomirski S.G., Valko A.L. Raschet zubchatykh koles transmissiy na glubinnuyu kontaktную vy-noslivost [Calculation of transmission gears for deep contact endurance]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2024, no. 5, pp. 375–381 (in Russ.).
9. Korotkin V.I., Onishkov N.P., Gol'tsev A.V. K otsenke glubinnoy kontaktной vy-noslivosti evolventnykh peredach s poverkhnostno uprochnennymi zubyami [On the estimation of deep contact durability of the involute gears with face-hardened teeth]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2008, no. 5, pp. 9–14 (in Russ.).
10. Korotkin V.I., Onishkov N.P., Kharitonov Yu.D. *Zubchatye peredachi Novikova. Dostizhenie i razvitie* [Novikov's gear transmissions. Achievement and development]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2007. 384 p. (in Russ.).
11. Lebedev S.Yu. Analiz metodik rascheta glubinnoy kontaktной vy-noslivosti [Analysis of methods for calculating deep contact endurance]. *Omsk scientific bulletin*, 2022, no. 2(182), pp. 43–47. DOI: <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2022-182-43-47> (in Russ.).
12. Onishkov N.P., Korotkin V.I. K otsenke kontaktно-ustalostnoy dolgovechnosti khimiko-termicheski uprochnennykh zubchatykh koles [To estimation of contact-fatigue durability of thermo-chemically strengthened gears]. *Advanced engineering research (Rostov-on-Don)*, 2017, vol. 17, no. 3, pp. 5–13. DOI: <https://doi.org/10.23947/1992-5980-2017-17-3-5-13> (in Russ.).
13. Beskopylny A., Meskhi B., Onishkov N., Kotelnitskaya L., Ananova O. Deep contact strength of surface hardened gears. *Metals*, 2020, vol. 10, iss. 5. DOI: <https://doi.org/10.3390/met10050600>.
14. Pisarenko G.S., Lebedev A.A. *Deformirovanie i prochnost materialov pri slozhnom napryazhennom sostoyanii* [Deformation and strength of materials under complex stress conditions]. Kiev, Nauchnaya mysl Publ., 1976. 415 p. (in Russ.).
15. Rudenko S.P., Sandomirski S.G. Raschetnaya model napryazhennogo sostoyaniya zony kontakta zubev poverkhnostno uprochnennykh zubchatykh koles [Calculation model of the stressed state of the tooth contact zone of surface-hardened gears]. *Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2022, vol. 67, no. 3, pp. 277–284. DOI: <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-3-277-284> (in Russ.).