

УДК 621.78

С.П. РУДЕНКО, канд. техн. наук

ведущий научный сотрудник лаборатории металлургии в машиностроении¹

E-mail: sprud.47@mail.ru

А.Л. ВАЛЬКО

старший научный сотрудник лаборатории металлургии в машиностроении¹

E-mail: valcoalex5@gmail.com

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

Поступила в редакцию 25.03.2022.

ПОСТРОЕНИЕ КРИВЫХ ГЛУБИННОЙ КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Установлены закономерности сопротивления усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес. Показано, что основным критерием работоспособности зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин является глубинное контактное выкрашивание активных поверхностей зубьев. Выполнены исследования зависимости между числом циклов до глубинного контактного разрушения материала и максимальным напряжением с учетом механических характеристик и структурных параметров в критических зонах диффузионных слоев зубьев, в которых развиваются усталостные процессы глубинного контактного разрушения материала. Построены линии глубинной контактной усталости материала зубьев по критерию равенства величины твердости и структурных параметров в зонах развития усталостных процессов при циклическом контактом нагружении. Показано, что глубинная контактная усталость упрочненных зубчатых колес в значительной степени определяется величиной твердости и структурными составляющими локальных объемов подповерхностных слоев зубьев. Установлен показатель наклона линий глубинной контактной усталости материала зубчатых колес. Получены коэффициенты корреляции и уравнения линейной регрессии для каждой линии глубинной контактной усталости в зависимости от величины твердости в подповерхностной опасной зоне диффузионного слоя, в которой происходит зарождение и развитие усталостных процессов, приводящих к предельному состоянию высоконапряженных зубчатых колес.

Ключевые слова: зубчатые колеса, поверхностное упрочнение, глубинное контактное выкрашивание, линии глубинной контактной усталости, показатель наклона, уравнения линейной регрессии

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-2-59-47-53>

Достижение высоких показателей прочности и долговечности при достаточной пластичности упрочненных слоев является первоочередной задачей упрочняющей химико-термической обработки высоконапряженных зубчатых колес. Определяющая роль при этом принадлежит формированию оптимальной структуры поверхностно упрочненных деталей [1].

Существует мнение, что для обеспечения наибольшей контактной выносливости зубчатых колес из хромоникелевых сталей микроструктура цементованного слоя должна состоять из мелкоиглочатого мартенсита, остаточного аустенита (до 15 об.%) и мелких глобулярных карбидов [2]. Эти данные подтверждены результатами экспериментальных исследований, согласно которым зубчатые передачи, составленные из таких цементованных колес, сохраняют работоспособность

при контактных нагрузках, не превышающих 1500 МПа при базе испытаний $5 \cdot 10^7$ [2]. Указанные результаты получены с учетом общепринятых представлений о том, что при циклическом контактом нагружении первичные разрушения зубьев колес начинаются с поверхности.

В работах [3–7] показано, что условия эксплуатации зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин характеризуются длительной работой под действием переменных нагрузок в условиях нестационарного нагружения, при котором контактные напряжения могут достигать 1900–2400 МПа. Лимитирующим работоспособность фактором в этом случае является глубинная контактная усталость активных поверхностей зубьев, при которой источник первичных разрушений располагается на некоторой глубине диффузионного слоя. Наибольшее сопротивление

глубинной контактной усталости достигается при величине твердости в опасной зоне не менее 750–770 HV_{0,2} и бездефектной мартенситно-аустенитной структуре. При наличии в этой зоне продуктов немартенситного превращения и глобулярных карбидов значительно снижается сопротивление глубинной контактной усталости [4–7].

Приведенные данные показывают, что, несмотря на достигнутые успехи в повышении долговечности высоконапряженных зубчатых колес, имеется еще ряд нерешенных проблем, связанных в первую очередь с обеспечением оптимальных механических характеристик упрочненных слоев на заданном расстоянии от поверхности, определяемом при анализе напряженного состояния контактирующих поверхностей зубьев.

Исследования качества поверхностного упрочнения зубчатых колес из сталей 20ХНР, 20Х2Н4А, 20ХН3А, 20ХН2М в соответствии с нормами, принятыми на ряде заводов автомобильной и тракторной промышленности (ОАО «Минский тракторный завод», ОАО «БЕЛАЗ», ОАО «Минский автомобильный завод», ООО «Челябинский Тракторный Завод – УРАЛТРАК», ОАО «Гомсельмаш»), показали [1, 4]:

- твердость цементованных слоев колеблется в широких пределах: 650–900 HV (57–64 HRC) — на поверхности; 450–600 HV — в переходной зоне; 300–450 HV — в сердцевине;
- использование для оценки упрочненного слоя такого критерия, как общая глубина насыщения не гарантирует требуемого качества зубчатых колес и их высокой эксплуатационной надежности даже при условии соответствия остальных контролируемых параметров требованиям стандартов и другой нормативно-технической документации;
- широко используемый в национальных стандартах промышленно развитых стран критерий эффективной толщины цементованного слоя более объективно характеризует качество зубчатых колес. Эта характеристика, задаваемая, как известно, расстоянием от поверхности до зон слоя с определенной твердостью, должна приниматься для каждого вида изделия с учетом характера нагруженности и их конструктивных особенностей (модуля, размера, формы зубчатых колес).

Согласно нашим исследованиям [4, 8] шестерни высокого качества должны иметь эффективную толщину слоя до зон с твердостью 750 HV_{0,2}, равную (0,08–0,1)*m*; 700 HV_{0,2} — (0,12–0,15)*m* и 600 HV_{0,2} — в пределах (0,2–0,25)*m* (*m* — модуль зубчатого колеса). У высоконапряженных зубчатых колес с меньшей эффективной толщиной обычно преждевременно развивается глубинное выкрашивание. Для зубчатых колес с большей эффективной толщиной характерны сколы зубьев.

Таким образом, для обеспечения сопротивления контактной усталости зубчатых колес транс-

миссий энергонасыщенных мобильных машин особое значение приобретает проблема обеспечения твердости и качества структуры диффузионных слоев на определенном расстоянии от поверхности зубьев в зоне с минимальным соотношением эпюр предельных напряжений глубинной контактной усталости и циклических эквивалентных напряжений.

Решение этой задачи обуславливает проведение исследований для установления зависимости между числом циклов до глубинного контактного разрушения материала и максимальным напряжением цикла с учетом механических характеристик и структурных параметров в критических зонах диффузионных слоев зубьев, в которых могут зарождаться и развиваться усталостные процессы глубинного контактного разрушения материала.

Цель данной работы — построение кривых глубинной контактной усталости материала зубьев по критерию равенства величины твердости и структурных параметров в зонах развития усталостных процессов при циклическом контактом нагружении.

Исследования сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес проводили в условиях натурных стендовых испытаний цилиндрических зубчатых колес с модулем 4,5–11 мм, изготовленных из разных марок цементуемых сталей (20ХГНР, 20ХН3А, 20Х2Н4А). Зубчатые колеса, изготовленные по серийной технологии, применяемой в промышленном производстве автотракторной промышленности Республики Беларусь и Российской Федерации, испытывали при контактных напряжениях 1500–2600 МПа. После стендовых испытаний проводили металлографические и дюрометрические исследования образцов, вырезанных из испытанных шестерен.

По результатам испытаний получена зависимость (рисунок 1) между числом циклов нагружения $N_{ц}$ и поверхностными контактными напряжениями $\sigma_{ц}$, при которых в процессе испытаний происходит глубинное контактное разрушение активных поверхностей зубьев. Полученная зависимость характеризует сопротивление глубинной контактной усталости поверхностно упрочненного материала зубчатых колес с учетом величины твердости, структурного и фазового состава в зоне разрушения зубьев. Поэтому полученную зависимость можно представить как структурную схему сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес. Отметим, что на рисунке 1 представлены результаты ресурсных испытаний зубчатых колес из разных марок сталей при бездефектной мартенситно-аустенитной структуре диффузионного слоя (маркер ●), при структуре диффузионного слоя, содержащей 10–20 об.% бейнита (маркер ■), при структуре

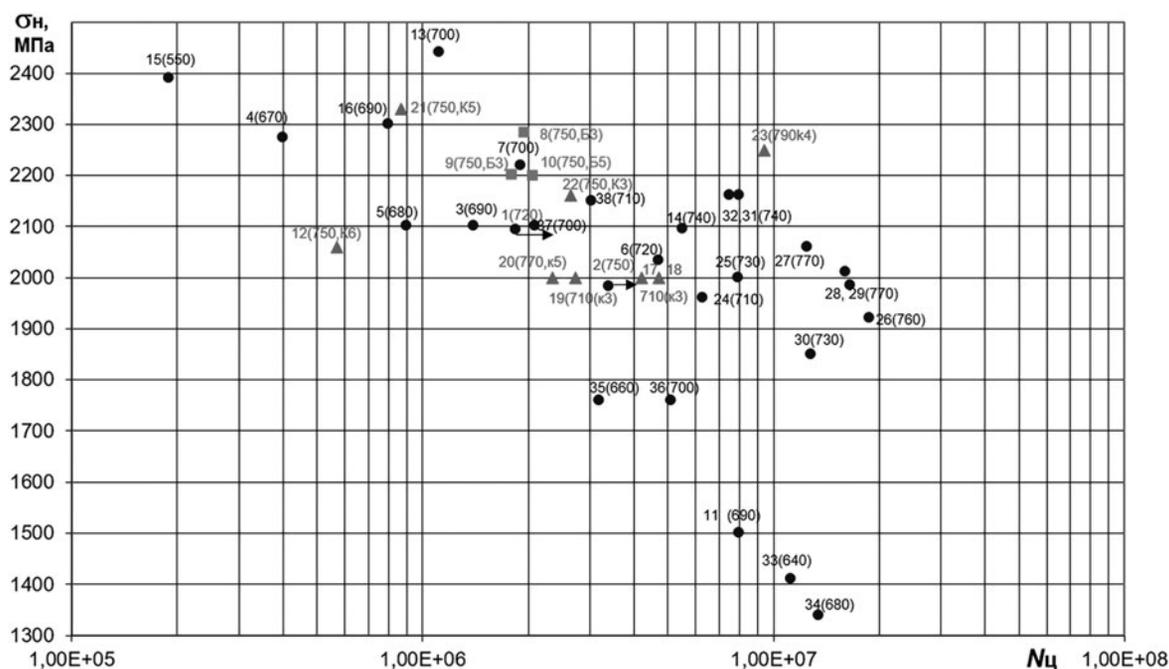


Рисунок 1 — Структурная схема сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес, изготовленных из разных марок сталей
 Figure 1 — Structure diagram of deep contact fatigue resistance of surface-hardened gear wheels made of different steel grades

диффузионного слоя, содержащей 8–12 об.% глобулярных карбидов (маркер ▲). Номера экспериментальных точек на рисунке 1 соответствуют номерам испытанных зубчатых колес, а числа в скобках — величину твердости в опасной зоне диффузионного слоя, измеренной в единицах по шкале Виккерса с нагрузкой 1,961 Н.

Неоднородность напряженного состояния и структурных характеристик диффузионных слоев поверхностно упрочненных зубчатых колес является предпосылкой того, что за глубинные контактные разрушения поверхностей зубьев, работающих в условиях переменных контактных нагрузок, ответственны зоны диффузионных слоев с разными механическими свойствами [4, 9]. Для получения характеристик сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненного материала с одинаковыми структурно-механическими параметрами диффузионных слоев из приведенных на рисунке 1 данных выделяли результаты с одинаковыми величиной твердости и структурно-фазовым составом в критической зоне диффузионного слоя. Положение критической зоны определяли по результатам замеров глубины контактного выкрашивания зубьев, которая совпадала с глубиной залегания максимальных значений эквивалентных касательных напряжений, определяемых расчетным методом [9].

Получаемая таким образом зависимость характеризует сопротивление глубинной контактной усталости зубчатых колес с учетом только твердости и структурных составляющих в критических зонах диффузионных слоев вне зависимости от расположения этих зон.

В качестве примера на рисунке 2 приведена зависимость между максимальными контактными напряжениями σ_n и циклической долговечностью N_n для испытанных зубчатых колес № 3, 5, 11, 16 и 34, имеющих в критической зоне диффузионного слоя одинаковую микроструктуру мелкоигольчатого мартенсита и твердость 680–690 HV0,2.

На приведенном графике (рисунок 2) нанесена линия тренда с уравнением регрессии, полученная в результате регрессионного анализа, с выводом уравнения регрессии.

Известно [10], что зависимость между напряжением и циклической долговечностью в системе координат с логарифмическими (или полулогарифмическими) шкалами аппроксимируется прямой линией:

$$\sigma_i^{m_G} N_i = C = \text{const}, \quad (1)$$

где σ_i — текущее напряжение; N_i — текущее число циклов; m_G — угловой коэффициент кривой усталости.

Логарифмируя выражение (1) и выразив m_G , получим:

$$m_G = (\lg N_2 - \lg N_1) / (\lg \sigma_1 - \lg \sigma_2). \quad (2)$$

Подставляя максимальные и минимальные значения σ_i и соответствующие им N_i для линии тренда (см. рисунок 2), получаем $m_G = 6$.

Проделив аналогичную операцию для всех экспериментальных точек (результатов испытаний), приведенных на рисунке 1, получили обобщенную зависимость между максимальными контактными напряжениями σ_n и циклической долговечностью N_n для испытанных зубчатых колес (рисунок 3). Линии глубинной контактной усталости строили по

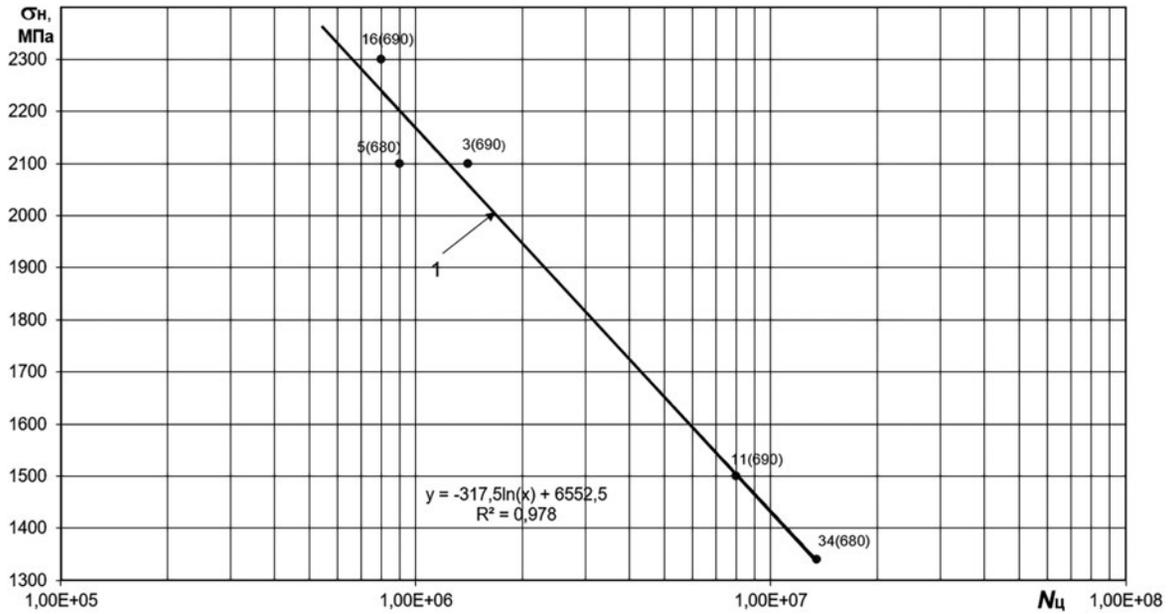


Рисунок 2 — Зависимость между максимальными контактными напряжениями σ_n и циклической долговечностью N_n для испытанных зубчатых колес № 3, 5, 11, 16, 34

Figure 2 — Relationship between maximum contact stresses σ_n and cyclic life N_n for tested gears nos. 3, 5, 11, 16, 34

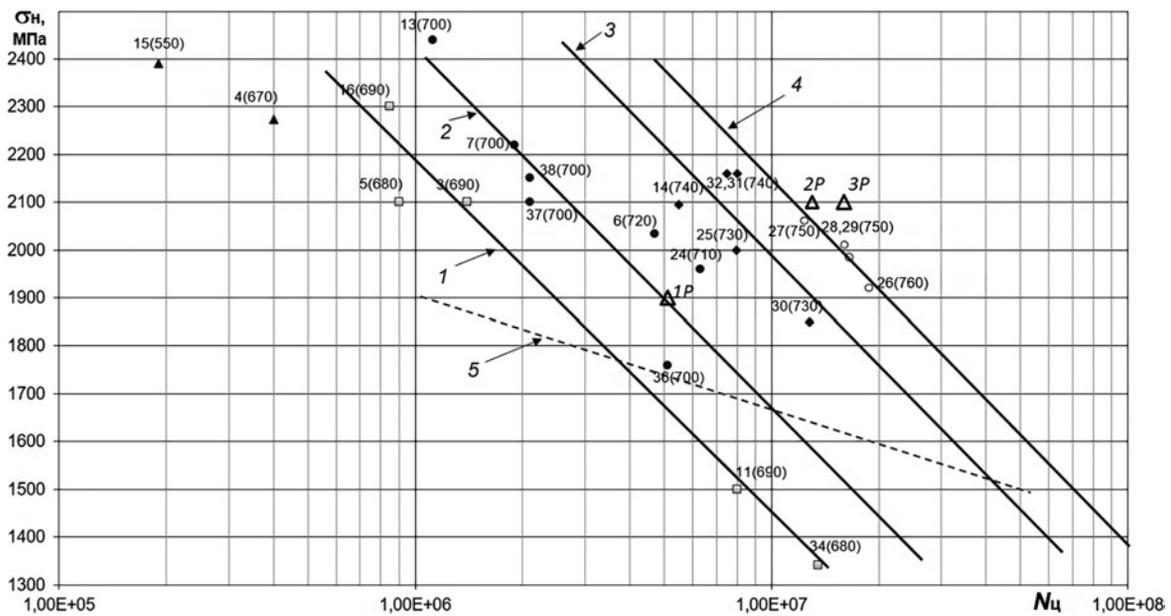


Рисунок 3 — Обобщенная зависимость между максимальными контактными напряжениями σ_n и циклической долговечностью N_n для испытанных зубчатых колес при бездефектной мартенситно-аустенитной структуре и величине твердости в критической зоне диффузионного слоя, HV0,2: 1 — 680–690; 2 — 700–710; 3 — 730–740; 4 — 750–760

Figure 3 — Generalized relationship between maximum contact stresses σ_n and cyclic life N_n for tested gears with defect-free martensitic-austenitic structure and hardness value in the critical zone of the diffusion layer, HV0,2: 1 — 680–690; 2 — 700–710; 3 — 730–740; 4 — 750–760

критерию равенства структурных составляющих в опасных зонах диффузионных слоев с учетом величины контактных напряжений σ_n в полюсе зацепления независимо от модуля зубчатых колес и марки стали. При построении линий усталости образцы исследованных зубчатых колес условно были разделены на 4 группы, различающиеся величиной микротвердости в опасных зонах упрочненных слоев зубьев:

- I группа — с твердостью 680–690 HV0,2 (линия 1, маркер \square);

- II группа — с твердостью 700–720 HV0,2 (линия 2, маркер \bullet);
 - III группа — с твердостью 730–740 HV0,2 (линия 3, маркер \blacklozenge);
 - IV группа — с твердостью 750–760 HV0,2 (линия 4, маркер \circ).

Микроструктура в опасных зонах упрочненных слоев всех групп была одинаковой и представляла собой мелкоугольный мартенсит и остаточный аустенит без наличия структурных дефектов. На графике (см. рисунок 3) нанесены линии тренда, полученные

в результате регрессионного анализа, которые можно представить уравнением линейной регрессии:

$$\sigma_{\text{н}} = A + B \ln(N_G). \quad (3)$$

Полученные линии глубинной контактной усталости характеризуются одинаковым показателем степени $m_G = 6$. Предел выносливости $\sigma_{\text{нGlim}}$ для 4-й линии усталости при базе испытаний $N_G = 1,2 \cdot 10^8$ равен 1300–1350 МПа, что соответствует [11].

В таблице приведены коэффициенты корреляции и уравнений линейной регрессии для каждой линии тренда.

Отметим, что полученные линии глубинной контактной усталости отличаются от кривых контактной усталости конкретных зубчатых колес одинакового типоразмера или роликовых аналогов, имеющих, как правило, большую величину показателя наклона. Это обусловлено тем, что с повышением контактных напряжений опасная зона смещается в глубину упрочненного слоя, имеющего меньшую твердость. В этом случае верхняя ветвь кривой глубинной контактной усталости смещается в сторону меньшего числа циклов, а наклон кривой усталости увеличивается.

Влияние структурных дефектов упрочненных слоев на сопротивление контактной усталости неоднозначно (см. рисунок 1). В этом случае следует четко разграничивать место их расположения по толщине упрочненного слоя. Если такие структурные дефекты, как бейнит или карбиды, присутствуют в опасной зоне слоя, то это приводит к значительному снижению сопротивления глубинной контактной усталости. Так, наличие в опасной зоне слоя с твердостью 750 HV0,2 бейнитной фазы до 10–20% приводит к снижению долговечности зубчатых колес примерно в 2 раза (испытания № 8–10).

К значительному снижению сопротивления глубинному контактному выкрашиванию из-за хрупкого отслаивания рабочих поверхностей зубьев приводит наличие в опасной зоне глобулярных карбидов (см. рисунок 1). Долговечность зубчатых колес, изготовленных из хромоникелевых сталей, при содержании в опасной зоне до 8 об.% располагающихся по границам зерен глобулярных карбидов в 1,5–2 раза меньше, чем зубчатых колес с качественной структурой диффузионных слоев с твердостью 710 HV0,2, состоящей из иголь-

чатого (пластинчатого) мартенсита и 30–40% остаточного аустенита (испытания № 17–19 при $\sigma_{\text{н}} = 2000$ МПа). С повышением твердости в опасной зоне до 750–770 HV0,2 долговечность зубчатых колес при содержании глобулярных карбидов 12% снижается в 5–6 раз (испытания № 20–21).

Полученные данные согласуются с результатами исследований авиационных зубчатых передач из стали 12Х2Н4А-Ш, приведенными на рисунке 3 в виде пунктирной линии 5 [2]. Данные результаты согласно нашим исследованиям соответствуют началу контактных разрушений при наличии в диффузионном слое карбидов 6 балла (см. рисунок 1, испытание № 12). Увеличенный показатель степени m_G линии усталости 5 объясняется двумя обстоятельствами: смещением при повышении контактных напряжений с 1500 до 1900 МПа опасной зоны максимальных глубинных напряжений в глубину слоя, которая характеризуется пониженной твердостью и наличием в структуре диффузионных слоев глобулярных карбидов, предусматриваемых технической документацией для авиационных зубчатых колес [2].

На рисунке 3 представлены также результаты исследований контактной выносливости [12] роликовых образцов из сталей:

- 12Х2Н4А (маркер Δ), содержащей 6–8 об.% карбидной фазы (испытание 1P);
- 20Х3МВФА с 14–16 об.% карбидной фазы (испытание 2P);
- 16Х3НМВФМБ-Ш с 17–20 об.% карбидной фазы (испытание 3P).

Из приведенных данных видно, что результаты испытаний роликовых образцов из стали 12Х2Н4А хорошо согласуются с результатами испытаний зубчатых колес из стали 20Х2Н4А, содержащей до 8 об.% глобулярных карбидов (испытание № 23). Однако долговечность роликовых образцов из теплостойких сталей 20Х3МВФА и 16Х3НМВФМБ-Ш превышает долговечность зубчатых колес из хромоникелевых сталей с высококачественной структурой и твердостью в опасной зоне 750–760 HV0,2. 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. При испытании роликовых образцов увеличение частоты выше 10 Гц приводит к существенному повышению долговечности из-за несоответствия скоростей нагружения и деформирования. Учитывая данное обстоятельство, можно утверждать, что полученные результаты исследований сопротивления контактной усталости цементованных зубчатых колес, применяемых в автотракторных трансмиссиях, сопоставимы с результатами исследований других авторов, проведенных как на натуральных деталях, так и на их аналогах.

Таблица — Коэффициенты уравнений регрессии линий глубинной контактной усталости
Table — Regression equation coefficients of deep contact fatigue lines

Номер линии	Диапазон HV0,2	A	B	Коэффициент корреляции R
1	680–690	6594,9	–320,1	0,987
2	700–720	6858,1	–321,9	0,909
3	730–740	7166,9	–321,6	0,742
4	750–760	7318,7	–321,3	0,952

Выводы. Установлены закономерности изменения сопротивления усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес. Показано, что основным критерием работоспособности зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин является глубинное контактное выкрашивание активных поверхностей зубьев.

Выполнены исследования зависимости между числом циклов до глубинного контактного разрушения материала и максимальным напряжением цикла с учетом механических характеристик и структурных параметров в критических зонах диффузионных слоев зубьев поверхностно упрочненных зубчатых колес, в которых развиваются усталостные процессы глубинного контактного разрушения. Показано, что глубинная контактная усталость упрочненных зубчатых колес в значительной степени определяется величиной твердости и структурными составляющими локальных объемов подповерхностных слоев зубьев.

Построены линии глубинной контактной усталости материала зубьев по критерию равенства величины твердости и структурных параметров в зонах развития усталостных процессов при циклическом контактом нагружении зубчатых колес независимо от их модуля и марки стали. Установлен показатель наклона линий глубинной контактной усталости материала зубчатых колес. Получены коэффициенты корреляции и уравнения линейной регрессии для каждой линии глубинной контактной усталости в зависимости от величины твердости в подповерхностной опасной зоне диффузионного слоя, в которой происходит зарождение и развитие усталостных процессов, приводящих к предельному состоянию высоконапряженных зубчатых колес.

Список литературы

1. Сусин, А.А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей / А.А. Сусин. — Минск: Белорус. наука, 1999. — 174 с.
2. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справ. / В.И. Алексеев [и др.]; под ред. Э.Б. Вулгакова. — М.: Машиностроение, 1981. — 374 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: Беларуская навука, 2014. — 125 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. Rudenko, S.P. Contact fatigue resistance of carburized gears from chromium-nickel steels / S.P. Rudenko, A.L. Val'ko // Metal science and heat treatment. — 2017. — Vol. 59, iss. 1–2. — Pp. 60–64. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s11041-017-0103-3>.
7. Сопротивление контактной усталости крупномодульных зубчатых колес из хромоникелевых сталей / С.П. Руденко [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2019. — № 1(46). — С. 58–63.
8. Руденко, С.П. Технические требования к качеству цементованных слоев зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин / С.П. Руденко, А.Л. Валько, Е.И. Мосунов // Автомобильная промышленность. — 2011. — № 9. — С. 33–36.
9. Руденко, С.П. Детерминированная аналитическая модель сопротивления глубинной контактной усталости напряженного материала / С.П. Руденко, С.Г. Сандомирский // Механика машин, механизмов и материалов. — 2021. — № 3(56). — С. 52–60. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-3-56-52-60>.
10. Прочность и долговечность автомобиля / Б.В. Гольд [и др.]. — М.: Машиностроение, 1974. — 328 с.
11. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87. — Введ. 01.01.1989. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 129 с.
12. Рыжов, Н.М. Технологическое обеспечение сопротивления контактной усталости цементуемых зубчатых колес из теплостойких сталей / Н.М. Рыжов // Металловедение и термическая обработка металлов. — 2010. — № 7(661). — С. 39–45.

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

Leading Researcher of the Laboratory of Metallurgy in Mechanical Engineering¹

E-mail: sprud.47@mail.ru

VALKO Aleksandr L.

Senior Researcher of the Laboratory of Metallurgy in Mechanical Engineering¹

E-mail: valkoalex5@gmail.com

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

Received 25 March 2022.

CONSTRUCTION OF DEEP CONTACT FATIGUE CURVES FOR SURFACE-HARDENED GEAR WHEELS

Laws of fatigue resistance changes of surface-hardened toothed gears are established. It is shown that the main criterion of serviceability of gear wheels of transmissions of power-saturated machines is deep contact pitting of active surfaces of teeth. Dependence is investigated between the number of cycles before the deep contact destruction of material and the maximal tension of cycle with taking into account

the mechanical characteristics and structural parameters in the critical zones of the diffusion layers of the teeth, in which fatigue processes of deep contact destruction of material are developed. Lines of deep contact fatigue of teeth material are constructed by the criterion of equality of hardness value and structural parameters in the zones of fatigue processes development under cyclic contact loading. It is shown, that the deep contact fatigue of gear wheels hardened to a considerable degree is determined by hardness value and structural components of local volumes of teeth subsurface layers. Slope index of the deep contact fatigue lines of gear wheel material have been determined. Correlation coefficients and equations of linear regression have been obtained for each deep contact fatigue line depending on hardness value in the subsurface dangerous zone of the diffusion layer, in which formation and development of fatigue processes occur, leading to the limit state of the highly stressed gear wheels.

Keywords: gear wheels, surface hardening, deep contact pitting, deep contact fatigue lines, slope index, linear regression equations

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-2-59-47-53>

References

1. Susin A.A. *Khimiko-termicheskoe uprochnenie vysokonapryazhennykh detaley* [Chemical heat reinforcement of heavily stressed components]. Minsk, Belorusskaya nauka Publ., 1999. 175 p. (in Russ).
2. Alekseev V.I., Ananov V.M., Bulygina M.M. *Aviatsionnye zubchatye peredachi i reduktory* [Aircraft gears and gearboxes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 374 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. 434 p. (in Russ).
4. Rudenko S.P., Valko A.L. *Kontaktная ustalost zubchatykh kolez transmissiy energonasyschennykh mashin* [Contact fatigue of power transmission gears of energy saturated machines]. Minsk, Belorusskaya nauka Publ., 2014. 126 p. (in Russ).
5. Rudenko S.P. *Issledovanie soprotivleniya kontaktnoy ustalosti poverkhnostno uprochnennykh zubchatykh kolez* [Investigation of contact fatigue resistance of surface-hardened gear wheels]. *Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2009, no. 4, pp. 48–53 (in Russ).
6. Rudenko S.P., Val'ko A.L. Contact fatigue resistance of carburized gears from chromium-nickel steels. *Metal science and heat treatment*, 2017, vol. 59, iss. 1–2, pp. 60–64. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11041-017-0103-3>.
7. Rudenko S.P., Valko A.L., Shyshko S.A., Karpovich P.G. Soprotivlenie kontaktnoy ustalosti krupnomodulnykh zubchatykh kolez iz khromonikelevykh staley [Resistance to contact fatigue of coarse-grained gears of chromium-nickel steels]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2019, no. 1(46), pp. 68–73 (in Russ).
8. Rudenko S.P., Valko A.L., Mosunov E.I. *Tekhnicheskie trebovaniya k kachestvu tsementovannykh sloev zubchatykh kolez transmissiy energonasyschennykh mashin* [Technical requirements to quality of carburized layers of gears of power sated cars]. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2011, no. 9, pp. 33–36 (in Russ).
9. Rudenko S.P., Sandomirski S.G. *Determinirovannaya analiticheskaya model soprotivleniya glubinnoy kontaktnoy ustalosti napryazhennogo materiala* [Deterministic analytical model of resistance to deep contact fatigue of a stressed material]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2021, no. 3, pp. 52–60. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-3-56-52-60> (in Russ).
10. Gold B.V., Obolenskiy E.P., Stefanovich Yu.G., Trofimov O.F. *Prochnost i dolgovechnost avtomobilya* [Car strength and durability]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 328 p. (in Russ).
11. State Standard 21354-87. *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evolventnye vneshnego zatsepleniya. Raschet na prochnost* [Cylindrical involvent gears of external engagement. Strength calculation]. Moscow, Standartov Publ., 1988. 129 p. (in Russ.).
12. Ryzhov N.M. *Tekhnologicheskoe obespechenie soprotivleniya kontaktnoy ustalosti tsementuemykh zubchatykh kolez iz teplostoykikh staley* [Process maintenance of contact fatigue resistance of carburized gears from heat-resistant steels]. *Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov*, 2010, no. 7(661), pp. 39–45 (in Russ).