

УДК 621.78

С.П.РУДЕНКО, канд. техн. наук

ведущий научный сотрудник лаборатории металлургии в машиностроении¹

E-mail: sprud.47@mail.ru

С.Г. САНДОМИРСКИЙ, д-р техн. наук, доц.

заведующий лабораторией металлургии в машиностроении¹

E-mail: sand_work@mail.ru

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

Поступила в редакцию 14.06.2021.

ДЕТЕРМИНИРОВАННАЯ АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГЛУБИННОЙ КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ НАПРЯЖЕННОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрено напряженное состояние поверхностного слоя в зоне контакта сопряженных зубьев цилиндрических зубчатых колес. Показано, что при контактном нагружении напряженное состояние поверхностного слоя неоднородное и изменяется с расстоянием от поверхности. Установлено, что величина эквивалентных касательных напряжений не зависит от типоразмера зубчатых колес, а определяется поверхностными контактными напряжениями σ_H . Причем глубина залегания максимальных эквивалентных касательных напряжений зависит от модуля зубчатой передачи (приведенного радиуса кривизны сопряженных поверхностей зубьев) и в меньшей степени — от поверхностных контактных напряжений σ_H . Неоднородность напряженного состояния и структурных характеристик диффузионных слоев поверхностно упрочненных зубчатых колес является предпосылкой появления в них критических зон, в которых могут зарождаться и развиваться усталостные процессы контактного разрушения. Предложена детерминированная аналитическая модель сопротивления глубинной контактной усталости упрочненных поверхностей зубьев, основанная на определении срока службы зубчатой передачи до появления прогрессирующего глубинного контактного выкрашивания активных поверхностей зубьев при регламентированном варьировании величин микротвердости в разных зонах диффузионного слоя.

Ключевые слова: зубчатые колеса, поверхностное упрочнение, напряженное состояние поверхностного слоя, неоднородность, аналитическая модель

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-3-56-52-60>

Исследованию и расчетам сопротивления контактной усталости (контактной прочности) деталей машин посвящены работы многих ученых, среди которых А.Н. Грубин, А.И. Петрусевич, С.В. Пинегин, С.Д. Пономарев, А.Д. Часовников, В.Д. Андожский, М.М. Саверин, Р.Р. Гальпер, В.Н. Кудрявцева, Е.И. Тескер, И.С. Цитович. Большая часть этих исследований направлена на изучение факторов, обуславливающих усталостные процессы при контактном нагружении и влияющих на контактную прочность деталей машин. Подробно разработанная методика и рекомендации по расчету зубчатых передач на контактную прочность даны в работах В.Д. Андожского [1], А.И. Петрусевича [2], А.Д. Часовникова [3], В.Н. Кудрявцева [4]. Основные положения этой методики вошли в ГОСТ 21354–87. Однако несмотря на многообразие исследований, теория контактной усталости реальных зубчатых пере-

дач в упомянутых работах развита не в полной мере. Достаточно сказать, что она касается расчета на предотвращение поверхностного контактного разрушения (питтинга), которое, по нашим данным, к потере работоспособности высоконапряженных зубчатых колес трансмиссий не приводит [5].

Большое научное и практическое значение имеют теоретические и экспериментальные исследования Р.Р. Гальпера [6] и Е.И. Тескера [7], которые направлены на решение контактной задачи по всей толщине поверхностно упрочненного слоя материала и позволяют установить зависимость между местоположением опасной зоны, в которой могут возникать очаги контактных разрушений, и механическими свойствами материала, действующими контактными нагрузками, геометрическими параметрами сопряженных поверхностей с оценкой запаса прочности в этой

зоне. Однако расчетная оценка сопротивления контактной усталости упрочненного слоя зубчатых колес разработана еще недостаточно. В частности, расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения азотированных зубчатых колес ограничивается сравнением допускаемых и расчетных напряжений, действующих на границе диффузионного слоя и сердцевины, при этом допускаемые напряжения ставятся в зависимость только от прочности сердцевины [6]. Усовершенствованная методика Е.И. Тескера [7] основана не на кривых глубинной контактной выносливости, а на линейной зависимости предельных касательных напряжений от твердости, которая нуждается в уточнении при расчете для упрочненного слоя. Базовое число циклов и показатели степени кривых усталости при поверхностных и глубинных разрушениях значительно отличаются, поэтому не вполне оправданно использование одного и того же значения расчетного контактного напряжения для поверхности и в глубине материала [8]. Кроме того, не учитывается влияние микроструктуры на сопротивление усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес [5, 9].

На практике часто ставится задача оценить ресурс зубчатых передач, обеспечиваемый сопротивлением глубинной контактной усталости зубчатых колес после химико-термической обработки по конкретной технологии, а также определить качественные параметры упрочненных слоев, обеспечивающие бездефектную работу зубчатой передачи в течение заданного срока. Такие расчеты с применением стандартов (ГОСТ 21354–87, DIN 3990, ISO 6336) требуют дальнейшего уточнения.

Целью работы является анализ напряженного состояния поверхностного слоя в зоне контакта сопряженных зубьев цилиндрических зубчатых колес и обоснование аналитической модели сопротивления глубинной контактной усталости упрочненных поверхностностей зубьев.

Напряженное состояние зоны контакта сопряженных зубьев зубчатых колес. При расчете эвольвентных цилиндрических передач принимают, что в каждой точке зацепления зубья можно заменить прямыми круговыми цилиндрами с параллельными осями, радиусы кривизны которых равны радиусам кривизны эвольвенты в точке контакта [10, 11]. После приложения сжимающих сил, равномерно распределенных по длине цилиндров, первоначально линейное касание (до деформации) переходит в соприкосновение по узкой полосе (площадке), ограниченной двумя прямыми. Нормальные давления поперек площадки распределяются по эллиптическому закону [10–12]:

$$\sigma = \sigma_H \sqrt{1 - (y/b)^2}, \quad (1)$$

где σ_H — наибольшее давление на контактной площадке (по Г. Герцу), которое связано с нагрузкой w ,

на единицу длины цилиндра и величиной полуширины площадки контакта b зависимостью [11]:

$$\sigma_H = \frac{2 \cdot w_l}{\pi \cdot b}. \quad (2)$$

Основные положения теории контактных деформаций, полученные Г. Герцем, используют в настоящее время в методиках расчета эвольвентных цилиндрических передач. Однако для оценки сопротивления усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес в реальных условиях необходимо знать не только наибольшее давление на площадке контакта, но и характеристики напряженного состояния рабочего объема материала по всей толщине упрочненного слоя.

Из прикладной теории упругости известно [11], что контактное нагружение цилиндров вызывает в материале объемное напряженное состояние, характеризуемое нормальными сжимающими ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$) и касательными ($\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$) напряжениями (рисунок 1).

Кроме нормальных давлений, на поверхности площадки контакта действует касательная нагрузка от сил трения. Учитывая [12], что при значениях коэффициента трения в контакте, характерных для зубчатых передач, касательная нагрузка не оказывает влияние на напряженное состояние на глубине материала $z/b \geq 0,2$, компоненты напряженного состояния в произвольной точке с координатами (y, z) имеют следующий вид [11]:

$$\sigma_x = -\sigma_H 2\mu \frac{z}{b} \left[\sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}} - 1 \right];$$

$$\sigma_y = -\sigma_H \frac{z}{b} \left[\sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}} \left(2 - \frac{b^2 z^2}{\lambda^2 + b^2 z^2} \right) - 2 \right];$$

$$\sigma_z = -\sigma_H \frac{b z^3}{\lambda^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}};$$

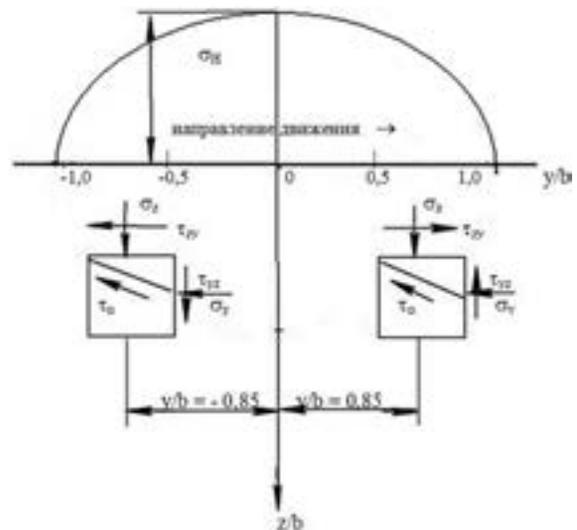


Рисунок 1 — Напряженное состояние при контакте цилиндров
Figure 1 — Stress state at cylinder contact

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = -\sigma_H \frac{byz^2}{\lambda^2 + b^2z^2} \sqrt{\frac{\lambda}{b^2 + \lambda}}, \quad (3)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = 0, \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = 0.$$

В формулах (3) λ — наибольший корень уравнения

$$\frac{y^2}{b^2 + \lambda} + \frac{z^2}{\lambda} = 1. \quad (4)$$

Проанализируем особенности изменения нормальных и касательных напряжений в произвольной точке с координатами y и z для всей области упругого контакта. При $y = 0$, т. е. для точек плоскости, перпендикулярной к плоскости полосы контакта и проходящей через среднюю линию этой полосы, касательные напряжения $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ обращаются в нуль. В этом случае напряжения $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ являются главными.

На рисунке 2 а показана зависимость трех главных нормальных напряжений от величины отношения z/b [11]. Анализ графиков показывает, что наименьшим (с учетом знака) из трех главных напряжений является σ_z , а наибольшим при $0 < z/b < 0,45$ — напряжение σ_x и при $0,45 < z/b < 1,8$ — напряжение σ_y . Отметим, что все три главных напряжения отрицательны и представляют собой напряжения сжатия.

При расчетах напряженного состояния от действия контактных нагрузок большое значение имеют величины касательных напряжений, определяемых при $y = 0$ как полуразности главных напряжений, действующих на площадках, нормальных к главным напряжениям. На рисунке 2 б показано изменение касательных напряжений, действующих по центральной линии контакта по двум взаимно перпендикулярным площадкам, нормальным к плоскости yz и образующим угол 45° с осью z , в зависимости от координаты z/b . Анализ графиков показывает, что касательные напряжения достигают максимального значения $\tau_{max} = (\sigma_y - \sigma_z) / 2 = 0,3\sigma_H$ на глубине $0,8b$.

В общем случае при циклических контактных нагрузках следует рассматривать напряженное состояние и характер изменения подповерхностных напряжений во всем объеме напряженного контакта (см. рисунок 1). В этом случае касательные τ_α и нормальные σ_α напряжения на площадках, проходящих через точку с координатой z_0 и наклоненных под углом α к оси y , определяются следующим образом:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_{zy} - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{xy} \cos 2\alpha; \quad (5)$$

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha - \tau_{xy} 2\alpha,$$

где $\text{tg}2\alpha = \frac{2\tau_{zy}}{\sigma_z - \sigma_y}$.

В процессе перекачивания цилиндров меняется относительная координата точки y_0 , следовательно, и напряжения τ_α и σ_α . Нормальные напряжения сжатия σ_α , действующие на тех же площадках, увеличивают сопротивляемость материала усталостным разрушениям. Имеющиеся данные [7, 10, 13] позволяют при напряженном состоянии с преобладающими касательными напряжениями (по сравнению с напряжениями растяжения), когда они ответственны за усталостные разрушения, принять так называемую гипотезу Геста–Мора [13], согласно которой сопротивление

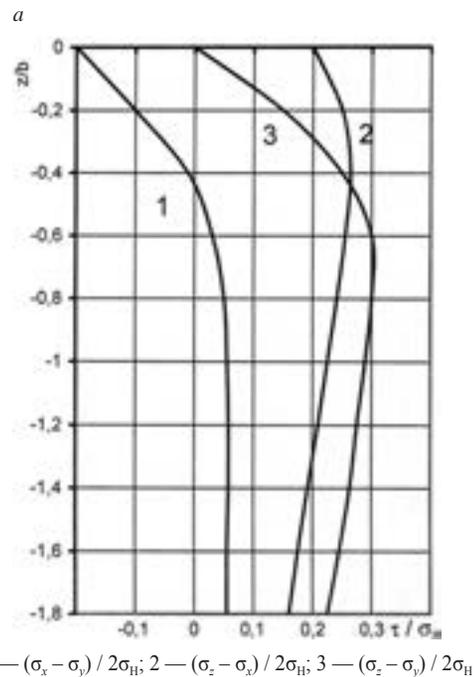
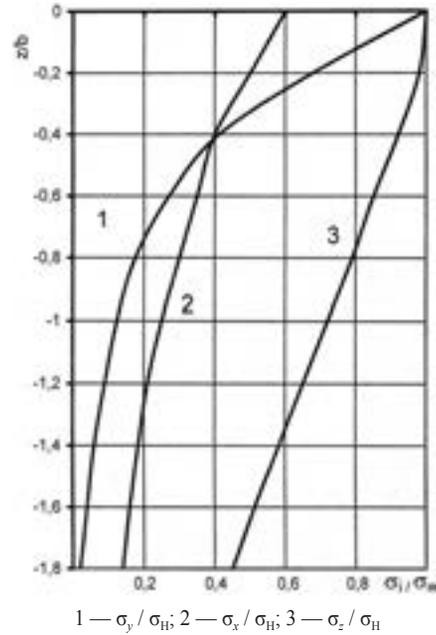


Рисунок 2 — Зависимость нормальных (а) и касательных (б) напряжений от величины отношения z/b
 Figure 2 — Dependence of normal (a) and tangential (b) stresses on the value of the z/b ratio

усталости материала определяется эквивалентным касательным напряжением τ_3 , отражающим влияние нормального напряжения σ_α на площадке действия максимального касательного напряжения τ_{\max} в данной точке:

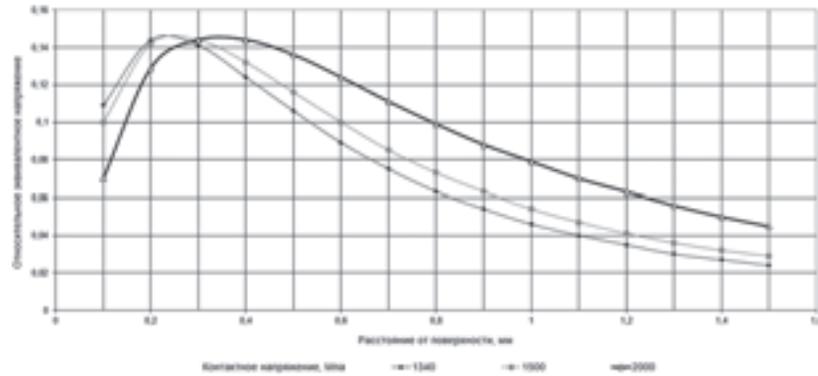
$$\tau_3 = \tau_{\max} - k\sigma_\alpha, \quad (6)$$

где k — коэффициент, определяемый экспериментально.

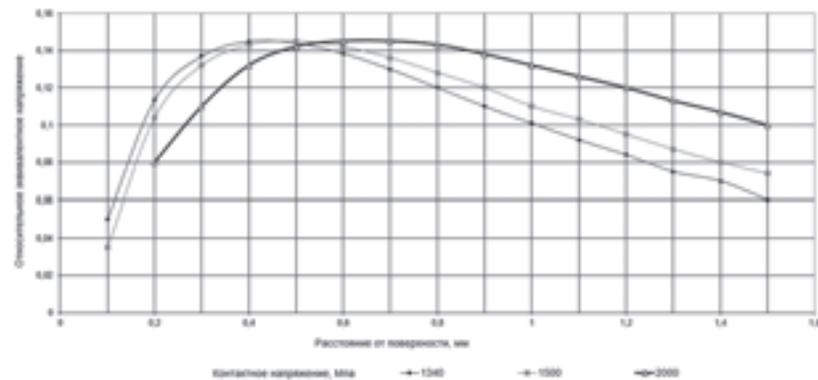
Результаты анализа показывают, что эквивалентное касательное напряжение имеет максимальные значения на площадках, перпендикуляр-

Таблица — Геометрические параметры зубчатых передач
Table — Geometric parameters of gears

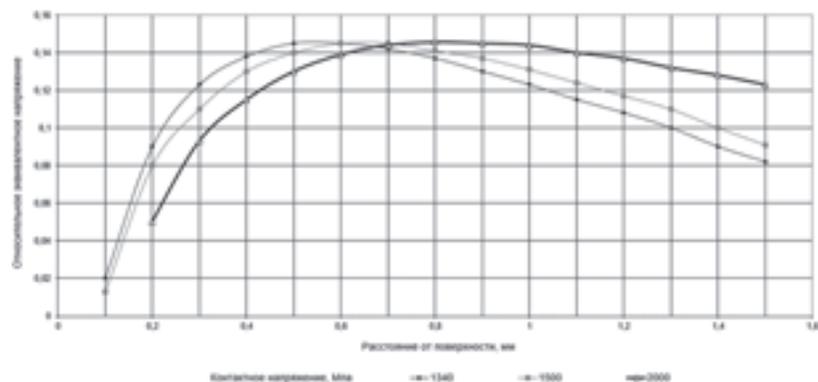
№	Модуль, мм	Число зубьев	Коэффициент смещения	Ширина, м
1	4,5	24	0,521	60
		23	0,55	35,5
2	7	21	0,75	109
		47	0,7	90
3	10	22	0,71	164
		29	0,61	143



a



b



c

Рисунок 3 — Изменение относительного эквивалентного напряжения в зависимости от глубины упрочненного слоя и величины поверхностного контактного напряжения: a — зубчатая передача № 1 с модулем 4,5 мм; b — зубчатая передача № 2 с модулем 7 мм; c — зубчатая передача № 3 с модулем 10 мм

Figure 3 — Change in the relative equivalent stress depending on the depth of the hardened layer and the value of the surface contact stress: a — gear no. 1 with a 4.5 mm module; b — gear no. 2 with a 7 mm module; c — gear no. 3 with a 10 mm module

ных площадке контакта ($\alpha = 90^\circ$), расположенных на глубине $z_0 = (0,5 - 0,8)b$ при $y/b = -0,85$ [10].

На рисунке 3 приведены результаты расчета относительных эквивалентных касательных напряжений τ_3/σ_H по толщине поверхностного слоя зубьев зубчатых колес с разным модулем в зависимости от величины поверхностного контактного напряжения σ_H . Данные результаты получены при расчете зубчатых передач с исходным контуром по ГОСТ 13755–2015, геометрические параметры которых приведены в таблице.

Полученные результаты показывают, что глубина залегания максимальных относительных эквивалентных касательных напряжений зависит как от величины поверхностного контактного напряжения σ_H , так и от модуля зубчатого колеса m .

Зависимость максимальных относительных эквивалентных касательных напряжений от модуля приведена на рисунке 4 при величине поверхностного контактного напряжения $\sigma_H = 1500$ МПа.

На рисунках 3 и 4 показано, что максимальное значение относительных эквивалентных касательных напряжений не зависит от величины модуля зубчатой передачи и поверхностного контактного напряжения σ_H и составляет $\tau_3/\sigma_H = 0,14$.

Из графиков на рисунке 3 можно найти абсолютное значение эквивалентного касательного напряжения в любой точке поверхностного слоя в зоне контакта сопряженных зубьев с заданным расстоянием от поверхности при известном контактом напряжении σ_H . На рисунке 5 приведены результаты расчета абсолютных величин эквивалентных касательных напряжений τ_3 по толщине поверхностного слоя зубьев зубчатых колес с геометрическими параметрами согласно таблице в зависимости от величины поверхностного контактного напряжения σ_H .

Полученные результаты показывают, что максимальное значение эквивалентных касательных напряжений от величины модуля зубчатой передачи не зависит и определяется величиной поверхностного контактного напряжения σ_H . Установ-

ленная закономерность является основанием для интерпретации результатов исследований сопротивления усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес вне зависимости от их типоразмера (модуля).

Детерминированная модель сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес. Из проведенного выше анализа можно сделать вывод, что при контактом нагружении поверхностно упрочненного материала напряженное состояние поверхностного слоя неоднородное и изменяется с расстоянием от поверхности. Причем величина эквивалентных касательных напряжений не зависит от типоразмера зубчатых колес, а определяется поверхностными контактными напряжениями σ_H . Глубина залегания максимальных эквивалентных касательных напряжений, наоборот, зависит от модуля зубчатой передачи (приведенного радиуса кривизны сопряженных поверхностей зубьев) и в меньшей степени — от поверхностных контактных напряжений σ_H .

Неоднородность напряженного состояния поверхностного слоя является предпосылкой появления в нем критических зон, в которых могут зарождаться и развиваться усталостные процессы контактного разрушения. Местоположение критических зон поверхностного слоя определяется наименьшей разницей между величинами пределов выносливости материала и расчетными эквивалентными касательными напряжениями. Для определения местоположения зоны глубинного контактного разрушения необходим обобщенный критерий, количественный анализ которого даст представление о работоспособности (сопротивления усталости) поверхностно упрочненных зубчатых колес с заданными геометрическими параметрами и условиями нагружения, позволяющий определить не только положение опасной зоны, но и описать требуемые структурные характеристики в этой зоне.

Таким обобщенным критерием является ресурс зубчатой передачи, который можно опреде-

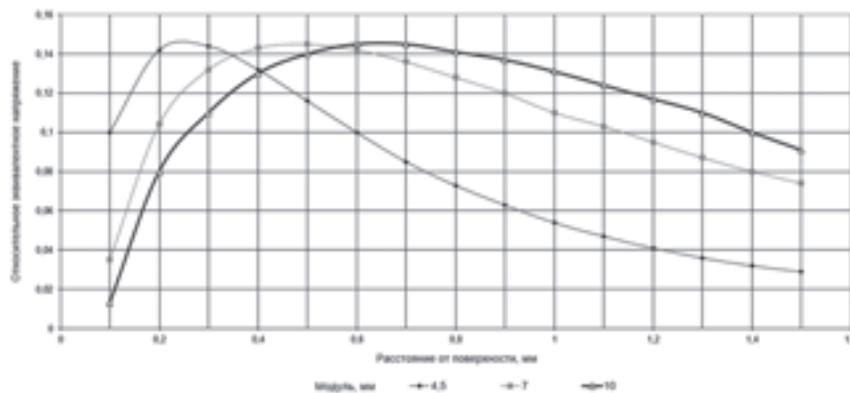


Рисунок 4 — Изменение относительного эквивалентного напряжения в зависимости от модуля зубчатой передачи при величине поверхностного контактного напряжения, равного 1500 МПа

Figure 4 — Change in the relative equivalent stress depending on the gear module at the value of the surface contact voltage equal to 1,500 MPa

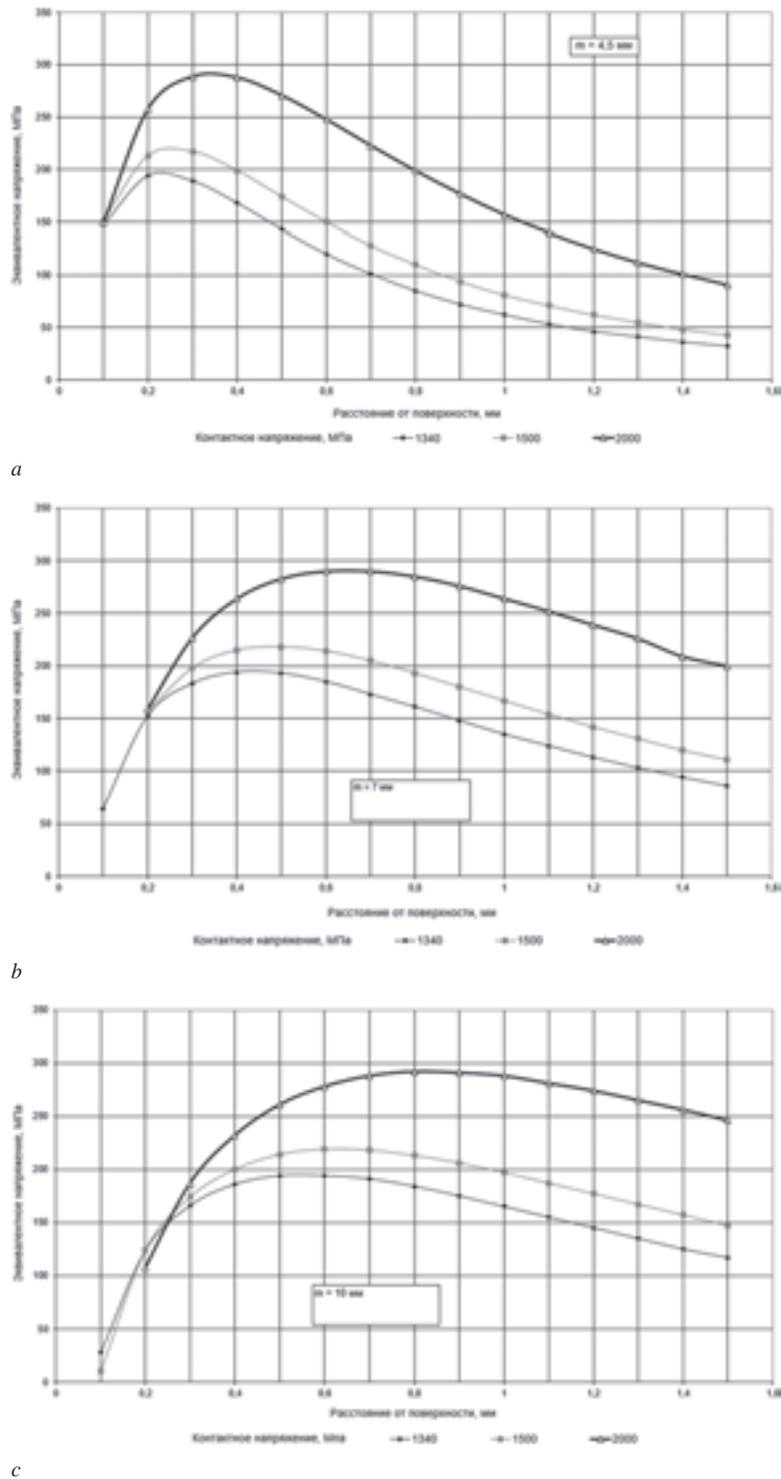


Рисунок 5 – Изменение эквивалентного касательного напряжения τ , по толщине упрочненного слоя при разной величине поверхностного контактного напряжения: *a* — зубчатая передача № 1 с модулем 4,5 мм; *b* — зубчатая передача № 2 с модулем 7 мм; *c* — зубчатая передача № 3 с модулем 10 мм

Figure 5 — Change in the equivalent tangential stress τ , over the thickness of the hardened layer at different values of the surface contact stress: *a* — gear no. 1 with a 4.5 mm module; *b* — gear no. 2 with a 7 mm module; *c* — gear no. 3 with a 10 mm module

лить расчетным путем на основании известных геометрических параметров и условий нагружения зубчатой передачи. Важным условием расчета ресурса является величина предела глубинной контактной выносливости при ограниченном числе циклов нагружения, определяемая на основании экспериментальных данных, полученных при

натурных стендовых испытаниях, путем их сопоставления с расчетом.

Принятый обобщенный критерий положен в основу детерминированной модели сопротивления глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес. Аналитическое представление расчетной модели

основано на определении срока службы зубчатой передачи (числа часов работы или пробега) до появления прогрессирующего глубинного контактного выкрашивания зуба в разных зонах по его сечению, перпендикулярному боковой поверхности, при регламентированном варьировании величин микротвердости в этих зонах, соответствующих диффузионному слою, переходной зоне и сердцевине. Сопротивление усталости считается достаточным, если минимальная величина расчетного срока службы, определенно в критической зоне диффузионного слоя, не меньше планируемого.

Результаты расчета по аналитической модели представляют собой множество значений срока службы A , которому принадлежит одно минимальное значение, т. е. $a_{\min} \in A$. Предложена форма представления результатов расчета в виде матрицы значений ресурса в регламентированных зонах диффузионного слоя при заданных в них значениях твердости:

$$A = \begin{matrix} & \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1j} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2j} & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{i1} & a_{i2} & \dots & a_{ij} & \dots & a_{in} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{m1} & a_{m2} & \dots & a_{mj} & \dots & a_{mn} \end{pmatrix} \\ m \times n & \end{matrix}, \quad (7)$$

$$i = 1, m; \quad j = 1, n,$$

где m — количество одинаковых значений микротвердости при расчете срока службы в пределах диффузионного слоя: $m = (HV_{\max} - HV_{\min}) / 20$; n — число зон упрочненного слоя, в которых выполняется расчет срока службы при постоянных величинах микротвердости: $n = E_h / t$, где E_h — толщина упрочненного слоя, мм; $t = 0,1$ мм — интервал.

Ресурс рассчитывается для заданных значений микротвердости в диапазоне от 600 до 860 HV_{0,2} по всей толщине упрочненного слоя с интервалом через 0,1 мм. Представляемые в таком виде данные позволяют определять глубину опасной зоны с наименьшим ресурсом, необходимую для назначения эффективной толщины упрочненного слоя; ресурс зубчатых колес, обеспечиваемый сопротивлением глубинной контактной усталости активных поверхностей зубьев; требуемую величину микротвердости и ее распределение по упрочненному слою, обеспечивающие заданный ресурс.

Ресурс или срок службы, обеспечиваемый сопротивлением глубинной контактной усталости поверхностей зубьев в любой зоне диффузионного слоя, определяется известным выражением [14, 15]:

$$L = R_{\lim} / R_1, \quad (8)$$

где R_{\lim} — располагаемый ресурс сопротивления усталости; R_1 — требуемый ресурс сопротивления глубинной контактной усталости, накапливаемый в детали в течение единицы работы.

Располагаемый ресурс глубинной контактной выносливости R_{\lim} материала зубчатого колеса определяется на основании характеристик сопротивления усталости, получаемых в результате натурных стендовых испытаний при условии представления результатов испытаний на усталость в системе координат $(\tau_{\lim b}, N_G)$ с логарифмическими шкалами по уравнению усталостной прямой:

$$R_{\lim} = \tau_{\lim b}^{m_G} \cdot N_G, \quad (9)$$

где N_G — база испытаний; m_G — показатель наклона кривой усталости, $\tau_{\lim b}$ — предел глубинной контактной выносливости, зависящие от величины микротвердости упрочненного слоя и наличия в ней дефектов структуры, МПа; R_1 — требуемый ресурс сопротивления глубинной контактной усталости, накапливаемый в детали в течение единицы работы:

$$R_1 = \sum_i^n \tau_{ei}^{m_G} N_{ii}, \quad (10)$$

где τ_{ei} — расчетное эквивалентное напряжение, определяемое по формуле (6) и соответствующее i -му уровню циклограммы нагружения, МПа; N_{ii} — число циклов i -го уровня циклограммы нагружения.

Результаты анализа позволяют установить новые закономерности изменения сопротивления усталости зубчатых колес при циклическом контактом нагружении. Так, анализ напряженного состояния поверхностных слоев зубьев (см. рисунок 5) показывает, что при повышении контактных напряжений σ_H увеличивается глубина и расширяется область максимальных эквивалентных напряжений $\tau_{e\max}$. С учетом того, что структурные характеристики диффузионных слоев цементованных зубчатых колес неоднородны по толщине диффузионного слоя, можно считать, что для зубчатых колес одинакового типоразмера, работающих в условиях переменных контактных нагрузок, за глубинные контактные разрушения ответственны зоны диффузионных слоев с разными структурными составляющими. Следовательно, при стендовых испытаниях зубчатых колес одного типоразмера в условиях переменного нагружения получают кривую усталости для данной детали, имеющей разные механические и структурные характеристики по толщине упрочненного слоя в зоне контакта зубьев. Получаемые таким образом характеристики сопротивления усталости дают неверное представление о механических свойствах материала.

Заключение. При контактном нагружении поверхностно упрочненного материала напряженное состояние поверхностного слоя неоднородное и изменяется с расстоянием от поверхности.

Величина эквивалентных касательных напряжений не зависит от типоразмера зубчатых колес, а определяется поверхностными контактными напряжениями σ_H . Глубина же залегания максимальных эквивалентных касательных напряжений наоборот зависит от модуля зубчатой передачи (приведенного радиуса кривизны сопряженных поверхностей зубьев) и в меньшей степени — от поверхностных контактных напряжений σ_H .

Неоднородность напряженного состояния поверхностного слоя является предпосылкой появления в нем критических зон, в которых могут зарождаться и развиваться усталостные процессы контактного разрушения.

Учитывая, что структурные характеристики диффузионных слоев цементованных зубчатых колес неоднородны по толщине диффузионного слоя, для зубчатых колес одинакового типоразмера, работающих в условиях переменных контактных нагрузок, за глубинные контактные разрушения ответственны зоны диффузионных слоев с разными структурными составляющими.

Установленные закономерности изменения напряженного состояния и структурных характеристик диффузионных слоев являются основанием для интерпретации результатов исследований сопротивления усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес вне зависимости от их типоразмера (модуля).

Список литературы

1. Андожский, В.Д. Расчет зубьев на контактную прочность / В.Д. Андожский // Расчет зубчатых передач. — М.: Машгиз, 1955. — Гл. 5.
2. Петрусевиц, А.И. Качество поверхности и прочность материалов при контактных напряжениях / А.И. Петрусевиц. — М.: Изд. АН СССР, 1946.
3. Часовников, Л.Д. Передачи зацеплением / Л.Д. Часовников. — М.: Машиностроение, 1969. — 496 с.
4. Кудрявцев, В.Н. Детали машин: учеб. для студ. машиностроительных спец. вузов / В.Н. Кудрявцев. — Л.: Машиностроение, 1980. — 464 с.
5. Руденко, С.П. Контактная усталость зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин / С.П. Руденко, А.Л. Валько. — Минск: Беларус. навука, 2014. — 126 с.
6. Гальпер, Р.Р. Контактная прочность высокоскоростных зубчатых передач с поверхностным упрочнением / Р.Р. Гальпер. — М.: ЛДНТП, 1964. — 54 с.
7. Тескер, Е.И. Современные методы расчета и повышения несущей способности поверхности упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов / Е.И. Тескер. — М.: Машиностроение, 2011. — 434 с.
8. О методах оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач / В.Н. Кудрявцев [и др.] // Вестн. машиностроения. — 1989. — № 9. — С. 29–36.
9. Руденко, С.П. Сопротивление контактной усталости цементованных зубчатых колес из хромоникелевых сталей / С.П. Руденко, А.Л. Валько // Металловедение и термическая обработка металлов. — 2017. — № 1. — С. 58–62.
10. Редукторы энергетических машин: справочник / под ред. Ю.Л. Державца. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1985. — 232 с.
11. Расчет на прочность в машиностроении / С.Д. Пономарев [и др.]. — М.: Машгиз, 1958. — Т. 2. Некоторые задачи прикладной теории упругости, расчеты за пределами упругости, расчеты на ползучесть. — 974 с.
12. Саверин, М.М. Контактная прочность материала в условиях одновременного действия нормальной и касательной нагрузки / М.М. Саверин. — М.: Машгиз, 1946. — 149 с.
13. Петрусевиц, А.И. Контактная прочность деталей машин / А.И. Петрусевиц. — М.: Машиностроение, 1970. — 64 с.
14. Цитович, И.С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. — Минск: Наука и техника, 1979. — 256 с.
15. Проектирование трансмиссий автомобилей / А.И. Гришкевич [и др.]. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.

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

Leading Researcher of the Laboratory of Metallurgy in Mechanical Engineering¹

E-mail: sprud.47@mail.ru.

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

Head of the Laboratory of Metallurgy in Mechanical Engineering¹

E-mail: sand_work@mail.ru

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

Received 14 June 2021.

DETERMINISTIC ANALYTICAL MODEL OF RESISTANCE TO DEEP CONTACT FATIGUE OF A STRESSED MATERIAL

The stress state of the surface layer in the contact zone of the mating teeth of cylindrical gears is considered. It is shown that under contact loading, the stress state of the surface layer is inhomogeneous and changes with the distance from the surface. It is established that the value of the equivalent tangential stresses does not depend on the standard size of the gears, but is determined by the surface contact stresses σ_H . Moreover, the depth of occurrence of the maximum equivalent tangential stresses depends on the gear modulus (the reduced radius of curvature of the mating surfaces of the teeth) and, to a lesser extent, on

the surface contact stresses σ_H . The inhomogeneity of the stress state and the structural characteristics of the diffusion layers of surface-hardened gears is a prerequisite for the appearance of critical zones in them, in which fatigue processes of contact failure can originate and develop. A deterministic analytical model of the resistance to deep contact fatigue of hardened tooth surfaces is proposed, based on determining the service life of the gear before the appearance of progressive deep contact chipping of the active tooth surfaces with a regulated variation of the microhardness values in different zones of the diffusion layer.

Keywords: gears, surface hardening, stress state of the surface layer, inhomogeneity, analytical model

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-3-56-52-60>

References

1. Andozhskiy V.D. Raschet zubev na kontaktnuyu prochnost [Calculation of teeth for contact strength]. *Raschet zubchatykh peredach* [Calculation of gears], 1955, ch. 5 (in Russ.).
2. Petrushevich A.I. *Kachestvo poverkhnosti i prochnost materialov pri kontaknykh napryazheniyakh* [Surface quality and strength of materials under contact stresses]. Moscow, AN SSSR Publ., 1946 (in Russ.).
3. Chasovnikov L.D. *Peredachi zatsepleniem* [Toothed gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 496 p. (in Russ.).
4. Kudryavtsev V.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 464 p. (in Russ.).
5. Rudenko S.P., Valko A.L. *Kontaknaya ustalost zubchatykh koles transmissiy energonasyshchennykh mashin* [Contact fatigue of power transmission gears of energy saturated machine]. Minsk, Belaruskaya navuka Publ., 2014. 126 p. (in Russ.).
6. Galper R.R. *Kontaknaya prochnost vysokoskorostnykh zubchatykh peredach s poverkhnostnym uprochneniem* [Contact strength of high-speed gears with surface hardening]. Moscow, LDNTP Publ., 1964. 54 p. (in Russ.).
7. 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.).
8. Kudryavtsev V.N., et al. O metodakh otsenki nesushchey sposobnosti tsilindricheskikh zubchatykh peredach [On methods for assessing the bearing capacity of cylindrical gears]. *Vestnik mashinostroeniya*, 1989, no. 9, pp. 29–36 (in Russ.).
9. Rudenko S.P., Valko A.L. Soprotivlenie kontaktnoy ustalosti tsementovannykh zubchatykh koles iz khromonikelevykh staley [Contact fatigue resistance of cemented gears made of chromium-nickel steels]. *Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov*, 2017, no 1, pp. 58–62 (in Russ.).
10. *Reduktory energeticheskikh mashin* [Reducers of power machines]. Leningrad, Mashinostroenie. Leningradskoe otdelenie Publ., 1985. 232 p. (in Russ.).
11. Ponomarev S.D., et al. *Raschet na prochnost v mashinostroenii. T. 2. Nekotorye zadachi prikladnoy teorii uprugosti, raschety za predelami uprugosti, raschety na polzuchest* [Calculation of strength in mechanical engineering. Vol. 2. Some problems of the applied theory of elasticity, calculations beyond the limits of elasticity, creep calculations]. Moscow, Mashgiz Publ., 1958. 974 p. (in Russ.).
12. Saverin M.M. *Kontaknaya prochnost materiala v usloviyakh odnovremennogo deystviya normalnoy i kasatelnoy nagruzki* [Contact strength of the material under conditions of simultaneous action of normal and tangential loads]. Moscow, Mashgiz Publ., 1946. 149 p. (in Russ.).
13. Petrushevich A.I. *Kontaknaya prochnost detaley mashin* [Contact strength of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970. 64 p. (in Russ.).
14. Tsitovich I.S., Kanonik I.V., Vavulo V.A. *Transmissii avtomobiley* [Car transmissions]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1979. 256 p. (in Russ.).
15. Grishkevich A.I., Busel B.U., Butusov G.F., Vavulo V.A., Kanonik I.V. *Proektirovanie transmissiy avtomobiley* [Designing car transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 272 p. (in Russ.).