

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.78

С.П. РУДЕНКО, канд. техн. наук

ведущий научный сотрудник лаборатории металлургии в машиностроении НТЦ «Технологии машиностроения и технологическое оборудование»¹

E-mail: sprud.47@mail.ru

А.Л. ВАЛЬКО

старший 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 24.10.2022.

ПРЕДЕЛ ГЛУБИННОЙ КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ПОВЕРХНОСТНО-УПРОЧНЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Надежность и долговечность зубчатых передач в большинстве случаев зависят от контактной выносливости материала деталей. Анализ напряженного состояния поверхностно-упрочненных зубчатых колес показал, что при контактном нагружении источник первичных разрушений может находиться как на поверхности, так и в глубине упрочненного слоя. Наибольшую опасность представляют глубинные разрушения. Для предотвращения глубинного выкрашивания необходимо обеспечить достаточную величину предельных допускаемых напряжений в глубине слоя, превышающую действующие эквивалентные напряжения. Величина допускаемых напряжений определяется величиной предела контактной выносливости, зависящей от механических свойств материала. В статье рассмотрены результаты экспериментальных исследований сопротивления контактной усталости зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных мобильных машин, изготовленных из цементованных марок сталей. Установлено, что предел контактной выносливости связан с твердостью материала, определяемой методом Роквелла, линейной зависимостью. Эта зависимость взята за основу при проведении сравнительного анализа расчетного ресурса и экспериментально установленного в процессе стендовых испытаний зубчатых передач. С учетом нелинейного характера соотношения величин твердости, определяемых по шкалам Роквелла и Виккерса, получена зависимость между пределом глубинной контактной выносливости и величиной твердости, измеренной по шкале Виккерса с нагрузкой 1,961 Н. Показано, что на результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных большое влияние оказывает предельное состояние по глубинному контактному выкрашиванию зубьев испытанных зубчатых колес. Проведена статистическая обработка расчетных и экспериментальных данных. Получено, что при идентичности предельного состояния активных поверхностей зубьев зубчатых передач результаты расчета ресурса соответствуют экспериментальным данным при коэффициенте корреляции 0,964 и среднем стандартном отклонении 13 %. Полученное выражение для вычисления предела глубинной контактной выносливости способствует повышению достоверности расчета ресурса зубчатых колес, обеспечиваемого сопротивлением глубинной контактной усталости.

Ключевые слова: зубчатые колеса, стендовые испытания, глубинное контактное выкрашивание, сопротивление контактной усталости, расчет ресурса, предел глубинной контактной выносливости

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-1-62-5-10>

Установлению зависимости механических свойств металлических материалов от твердости посвящено много исследований. Эмпирические зависимости для вычисления предела контактной выносливости получены в работе [1], в которой на основании обобщения результатов исследований ряда авторов (А.И. Петрусевича, Вея, Бакингема, Нимана, Нисихары) установлено, что при числе циклов $N_{ц} \geq 10^7$ соотношение твердости и предела контактной выносливости при испытании образцов-роликов остается величиной постоянной. На рисунке 1 показана зависимость предела контактной выносливости от твердости для углеродистых, легированных и других сталей [1]. Из приведенных данных следует, что для углеродистых сталей $\sigma_{н} = 0,9 \text{ HB}$, а для легированных — $\sigma_{н} = 1,1 \text{ HB}$.

В общем случае зависимость предела контактной выносливости от твердости может быть выражена формулой

$$\sigma_{н} = k \cdot H. \quad (1)$$

Зависимость (1) используют во всех существующих методиках расчета зубчатых передач. Например, в ГОСТ 21354-87 при расчете цементованных зубчатых колес рекомендуется предел контактной выносливости определять по формуле $\sigma_{н \text{ limb}} = 23 \cdot \text{HRC}$ (МПа).

Имеющиеся данные показывают [2], что зависимость (1) справедлива и для глубинной контактной усталости поверхностей зубьев. В этом случае предел глубинной контактной выносливости τ_{limb} также определяется величиной твердости в каждой зоне поверхностно-упрочненного слоя. Исследования [1–4] показали, что τ_{limb} связан с твердостью материала n линейной зависимостью

$$\tau_{\text{limb}} = C \cdot H,$$

где C — коэффициент пропорциональности.

Например, для азотированных зубчатых колес τ_{limb} определяют по твердости сердцевины HB_c [3]: $\tau_{\text{limb}} = 1,07 \text{ HB}_c$.

Цель работы — определение зависимости между пределом глубинной контактной выносливости и механическими свойствами поверхностно-упрочненных зубчатых колес.

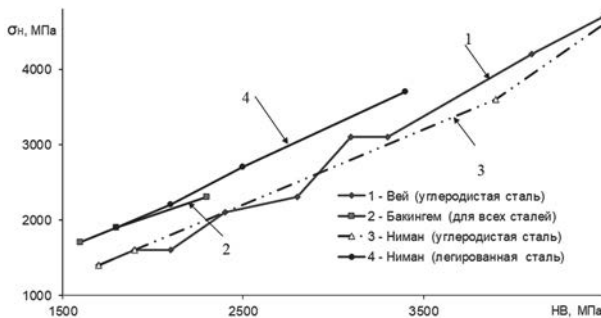


Рисунок 1 — Зависимость предела контактной выносливости от твердости

Figure 1 — Dependence of the contact endurance limit on hardness

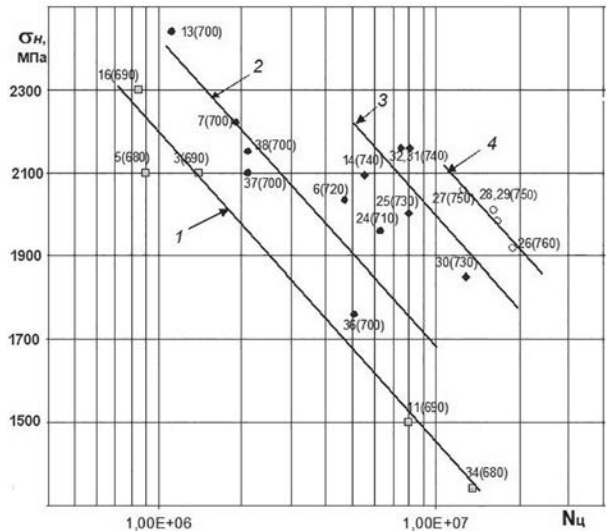


Рисунок 2 — Зависимость между максимальными контактными напряжениями $\sigma_{н}$ и циклической долговечностью $N_{ц}$ для испытанных зубчатых колес с бездефектной мартенситно-аустенитной структурой и величиной твердости в критической зоне диффузионного слоя, HV0,2: 1 — 680–690; 2 — 700–710; 3 — 730–740; 4 — 750–760
 Figure 2 — Relationship between the maximum contact voltages $\sigma_{н}$ and cyclic durability $N_{ц}$ for tested gears with a defect-free martensitic-austenitic structure and hardness in the critical zone of the diffusion layer, HV0.2: 1 — 680–690; 2 — 700–710; 3 — 730–740; 4 — 750–760

Исходными данными для определения величины τ_{limb} являлись результаты экспериментальных исследований сопротивления контактной усталости зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных мобильных машин, изготовленных из цементованных марок сталей (рисунок 2 [5]).

Номера экспериментальных точек на рисунке 2 показывают номера экспериментов, а числа в скобках — величину твердости в опасной зоне диффузионного слоя, измеренной в единицах по шкале Виккерса с нагрузкой 1,961 Н. Искомое значение τ_{limb} устанавливали по критерию равенства расчетного и экспериментально установленного в процессе стендовых испытаний ресурса зубчатых передач. Расчет ресурса выполняли по методике [6] с учетом экспериментально полученной величины углового коэффициента линии усталости $m_G = 6$ [5] и величины базового числа циклов $N_0 = 5 \cdot 10^7$ [7].

На основании полученных экспериментальных и расчетных данных установлена зависимость

$$\tau_{\text{limb}} = 0,3 \text{ HRC},$$

где HRC — значение твердости по Роквеллу в критической зоне диффузионного слоя.

Твердость диффузионного слоя поверхностно-упрочненных деталей принято оценивать в единицах по Виккерсу (HV), которые связаны с твердостью по Роквеллу нелинейной зависимостью [8]. С учетом соотношения между HV и HRC [8] получили зависимость предела глубинной контактной выносливости τ_{limb} по толщине

Таблица — Результаты испытаний зубчатых колес из разных марок сталей и расчета ресурса по стендовым режимам
 Table — Test results of gears made of different grades of steel and calculation of the lifetime according to the bench modes

№	Марка стали	Характер разрушения зубьев	Микротвердость в опасной зоне, HV0,2	Наработка на стенде, ч	Расчетный ресурс, ч	Примечание
1	20ХГНР	Не доработала	720	240	370	
2	20ХГНР	Не доработала	750	282	580	
3	20ХГНР	Глубинное контактное выкрашивание	690	120	123	
4	20ХГНР	Глубинное контактное выкрашивание	680	70	76	
5	20ХГНР	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание	680	190	150	
6	20ХГНР	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	720	418	345	
7	20ХГНР	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	700	360	295	
11	20ХН3А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание	690	300	260	
13	20ХН3А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	700	786	516	
14	20ХН3А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	740	1200	900	
15	20ХН3А	Глубинное контактное выкрашивание	550	150	150	
16	20ХН3А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	700	576	510	
25	20Х2Н4А	Начало глубинного контактного выкрашивания	730	129	73	Начало выкрашивания через 86 ч
26	20Х2Н4А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	760	306	126	Начало выкрашивания через 159 ч
27	20Х2Н4А	Глубинное контактное выкрашивание	750	202	136	Начало выкрашивания через 158 ч
28	20Х2Н4А	Глубинное контактное выкрашивание	750	261	136	Начало выкрашивания через 185 ч
29	20Х2Н4А	Глубинное контактное выкрашивание	750	262	136	Начало выкрашивания через 170 ч
30	20Х2Н4А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание	730	208	100	Начало выкрашивания через 83 ч
31	20Х2Н4А	Начало глубинного контактного выкрашивания	740	130	62	Начало выкрашивания через 47 ч
32	20Х2Н4А	Начало глубинного контактного выкрашивания	740	127	62	Начало выкрашивания через 72 ч
33	20Х2Н4А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	640	302	104	
34	20Х2Н4А	Начало глубинного контактного выкрашивания	680	293	280	
35	20Х2Н4А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	660	172	115	
36	20Х2Н4А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание, переработала	700	407	290	
37	20Х2Н4А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание	700	213	213	
38	20Х2Н4А	Прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание	710	213	215	

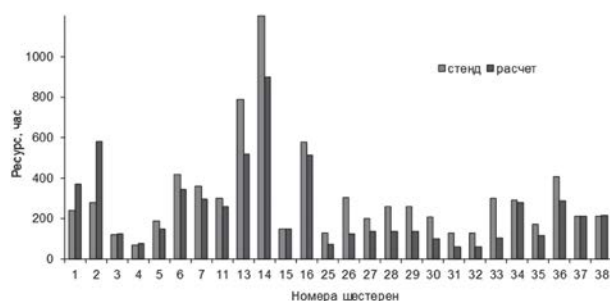


Рисунок 3 — Результаты стендовых испытаний зубчатых колес и расчета ресурса по стендовым режимам
Figure 3 — Results of bench tests of gears and calculation of the lifetime according to the bench modes

поверхностно-упрочненного слоя от величины твердости:

$$\tau_{\text{limb}} = 3,15 \cdot \text{HV}0,616, \quad (2)$$

где HV — величина твердости HV0,2 с малой нагрузкой 1,961 Н.

При испытании на твердость по шкале Виккерса при нагрузках, отличных от 1,961 Н, необходимо пользоваться переводными таблицами [9, 10].

Результаты расчета ресурса испытанных шестерен по режимам стендовых испытаний приведены в таблице в сравнении с экспериментальными данными.

На рисунке 3 в виде гистограммы приведены результаты стендовых испытаний зубчатых колес и расчета ресурса по стендовым режимам. Анализ полученных данных показал, что при сравнении расчетных и экспериментальных данных необходимо учитывать предельное состояние по глубинному контактному выкрашиванию зубьев испытанных шестерен. Это связано с особенностями стендового оборудования, не позволяющими достаточно точно устанавливать начало образования выкрашивания контактирующих поверхностей зубьев. Поэтому расчетный ресурс в некоторых случаях не совпадал с экспериментальными данными.

На рисунке 4 приведено поле рассеяния времени наработки на стенде и расчетного ресурса

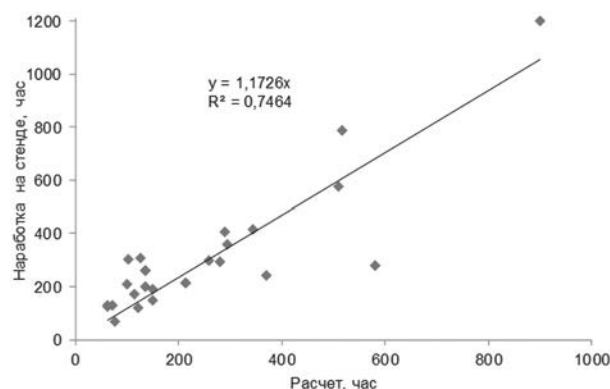


Рисунок 4 — Поле рассеяния времени наработки на стенде и расчетного ресурса зубчатых колес, составленное по данным таблицы

Figure 4 — Leakage field of the operating time on the bench and the estimated lifetime of gears, compiled according to the Table

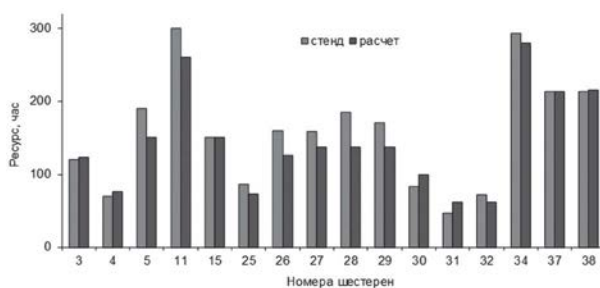


Рисунок 5 — Уточненные результаты стендовых испытаний зубчатых колес и расчета ресурса по стендовым режимам
Figure 5 — Updated results of bench tests of gears and calculation of the lifetime according to the bench modes

зубчатых колес, составленное по данным таблицы. Результаты статистической обработки указывают на значительное рассеяние полученных данных: линейный коэффициент корреляции составляет 0,875, среднее стандартное отклонение равно 67.

Для установления идентичности предельного состояния зубьев зубчатых передач при сравнении расчетных и экспериментальных данных была выполнена их выбраковка по критерию глубинного контактного выкрашивания активных поверхностей зубьев. В частности, были исключены из анализа шестерни, недоработанные и переработанные в процессе ресурсных стендовых испытаний.

Диаграмма сравнения расчетных и экспериментальных данных после выбраковки приведена на рисунке 5. Получено близкое соответствие результатов расчета экспериментальным данным. Линейный коэффициент корреляции достиг высокого значения 0,964 (рисунок 6). Среднее стандартное отклонение равно 13, что допустимо для расчетных данных. Полученное уравнение регрессии $y = 1,0909x$ показывает, что экспериментальные данные в среднем на 9 % превышают расчетные. Это объясняется тем, что при стендовых испытаниях наработку зубчатых колес устанавливают, как правило, при наличии прогрессирующего глубинного контактного выкрашивания поверхностей зубьев. Расчет же ресурса по режимам стендовых испытаний выполняли по критерию на-

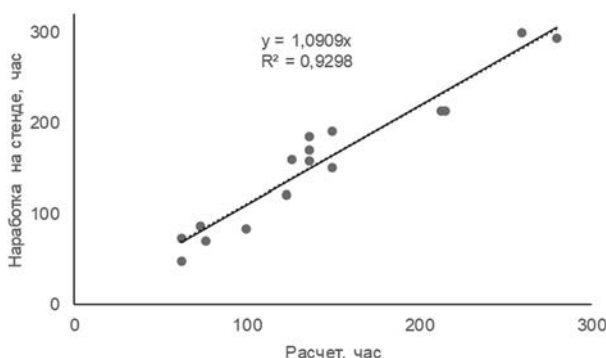


Рисунок 6 — Поле рассеяния времени наработки на стенде и расчетного ресурса зубчатых колес, построенное по уточненным данным стендовых испытаний
Figure 6 — Leakage field of the operating time on the bench and the estimated lifetime of gears, constructed according to the updated data of bench tests

чала контактного повреждения зубьев. Естественно, в этом случае расчетный ресурс всегда меньше экспериментального.

Таким образом, полученная для вычисления предела глубинной контактной выносливости формула (2) может быть с высокой степенью достоверности применена для расчета ресурса зубчатых колес.

Заключение. Установлена зависимость между пределом глубинной контактной выносливости и величиной твердости, измеренной по шкале Виккерса при нагрузке 1,961 Н, при бездефектной мартенситно-аустенитной структуре поверхностно-упрочненного слоя. Показано, что при проведении сравнительного анализа расчетных и экспериментальных данных необходимо учитывать идентичность предельного состояния активных поверхностей зубьев зубчатых передач. Получено, что в этом случае результаты расчета ресурса соответствуют экспериментальным данным при коэффициенте корреляции 0,964 и среднем стандартном отклонении 13 %.

Список литературы

1. Тескер, Е.И. Современные методы расчета и повышения несущей способности поверхностно-упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов / Е.И. Тескер. — М.: Машиностроение, 2011. — 434 с.
2. Фудзита, К. Влияние глубины цементованного слоя и относительного радиуса кривизны на долговечность при контактной усталости цементованного ролика из хромомолибденовой стали / К. Фудзита, А. Йохида // Тр. америк. о-ва инж.-механиков. — М.: Мир, 1981. — Т. 103, № 2. — С. 115–124.
3. Редукторы энергетических машин: справ. / Б.А. Балашов [и др.]; под ред. Ю.Л. Державца. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1985. — 232 с.
4. Winter, H. Some factors influencing the pitting, micro-pitting (frosted areas) and slow speed wear of surface hardened gears / H. Winter, T. Weiss // Journal of Mechanical Design. — 1981. — Vol. 103, iss. 2. — Pp. 499–505. — DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3254945>.
5. Руденко, С.П. Построение кривых глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес / С.П. Руденко, А.Л. Валько // Механика машин, механизмов и материалов. — 2022. — № 2(59). — С. 47–53.
6. Руденко, С.П. Расчет ресурса зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин с учетом качества химико-термического упрочнения / С.П. Руденко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2010. — № 4(13). — С. 58–60.
7. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справ. / В.И. Алексеев [и др.]; под ред. Э.Б. Вулгакова. — М.: Машиностроение, 1981. — 374 с.
8. Кальнер, В.Д. Переводные таблицы твердости / В.Д. Кальнер, Ф.И. Шор // Металловедение и термическая обработка металлов. — 1977. — № 9. — С. 59–61.
9. Валько, А.Л. Перевод чисел твердости при испытаниях поверхностно-упрочненных стальных изделий / А.Л. Валько, С.П. Руденко, С.Г. Сandomirский // Литье и металлургия. — 2022. — № 3. — С. 73–78.
10. Руденко, С.П. Определение эффективной толщины упрочненного слоя цементованных зубчатых колес / С.П. Руденко, А.Л. Валько, С.Г. Сandomirский // Механика машин, механизмов и материалов. — 2022. — № 3(60). — С. 61–67.

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

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 of 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 24 October 2022.

DEEP CONTACT ENDURANCE LIMIT OF SURFACE-HARDENED GEARS

The reliability and durability of gears in most cases depend on the contact endurance of the material of the parts. Analysis of the stress state of surface-hardened gears has shown that under contact loading, the source of primary damage can be located both on the surface and in the depth of the hardened layer. The greatest danger is deep destruction. To prevent deep pitting, it is necessary to ensure a sufficient amount of the maximum allowable stresses in the depth of the layer, exceeding the effective equivalent stresses. The value of the allowable stresses is determined by the value of the contact endurance limit, depending on the mechanical properties of the material. The article discusses the results of experimental studies of the contact fatigue resistance of transmission gears of energy-saturated mobile machines made

of cemented steel grades. It is established that the limit of contact endurance is related to the hardness of the material, determined by the Rockwell method, by a linear dependence. This dependence is taken as a basis for a comparative analysis of the calculated lifetime and experimentally established in the process of bench tests of gears. Taking into account the nonlinear nature of the ratio of hardness values determined by the Rockwell and Vickers scales, the relationship is obtained between the limit of deep contact endurance and the value of hardness measured by the Vickers scale with a load of 1.961 N. It is shown that the results of comparison of calculated and experimental data are greatly influenced by the limiting state of the deep contact pitting of the teeth of the tested gears. Statistical processing of calculated and experimental data was carried out. It is found that with the identity of the limiting state of the active surfaces of the gear teeth, the results of the lifetime calculation correspond to experimental data with a correlation coefficient of 0.964 and an average standard deviation of 13 %. The obtained expression for calculating the limit of deep contact endurance contributes to increasing the reliability of calculating the lifetime of gears provided by the resistance of deep contact fatigue.

Keywords: gears, bench tests, contact deep pitting, contact fatigue resistance, lifetime calculation, deep contact endurance limit

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-1-62-5-10>

References

1. Tesker E.I. *Sovremennyye 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.).
2. Fudzita K., Yokhida A. Vliyaniye glubiny tsementovannogo sloya i otositel'nogo radiusa krivizny na dolgovechnost pri kontakt'noy ustalosti tsementovannogo rol'ika 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.).
3. Balashov B.A., et al. *Reduktory energeticheskikh mashin* [Reducers of power machines]. Leningrad, Mashinostroenie. Leningradskoe otdelenie Publ., 1985. 232 p. (in Russ.).
4. Winter H., Weiss T. Some factors influencing the pitting, micro-pitting (frosted areas) and slow speed wear of surface hardened gears. *Journal of mechanical design*, 1981, vol. 103, iss. 2, pp. 499–505. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3254945>.
5. Rudenko S.P., Valko A.L. Postroyeniye krivyykh glubinnoy kontakt'noy ustalosti poverkhnostno uprochnennykh zubchatykh koles [Construction of deep contact fatigue curves for surface-hardened gear wheels]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2022, no. 2(59), pp. 48–54 (in Russ.).
6. Rudenko S.P. Raschet resursa zubchatykh koles transmissiy energonasyshchennykh mashin s uchetom kachestva khimiko-termicheskogo uprochneniya [Calculation of the lifetime of gear wheels of transmissions of energy-saturated machines, taking into account the quality of chemical heat hardening]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2010, no. 4(13), pp. 58–60 (in Russ.).
7. Alekseev V.I., et al. *Aviatsionnyye zubchatye peredachi i reduktory* [Aviation gear transmissions and gearboxes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 374 p. (in Russ.).
8. Kalner V.D., Shor F.I. Perevodnyye tablitsy tverdosti [Hardness conversion tables]. *Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov*, 1977, no. 9, pp. 59–61 (in Russ.).
9. Valko A.L., Rudenko S.P., Sandomirski S.G. Perevod chisel tverdosti pri ispytaniyakh poverkhnostno-uprochnennykh stal'nykh izdeliy [Translation of hardness numbers in testing of surface-hardened steel products]. *Foundry production and metallurgy*, 2022, no. 3, pp. 73–78 (in Russ.).
10. Rudenko S.P., Valko A.L., Sandomirski S.G. Opreделение effektivnoy tolshchiny uprochnennogo sloya tsementovannykh zubchatykh koles [Determination of the effective thickness of hardened layer of carburized gears]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2022, no. 3(60), pp. 61–67 (in Russ.).