

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕКОТОРЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ И РЕЖИМА НАГРУЗКИ НА ИЗНОС ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС РЕДУКТОРОВ ГОРНЫХ ЭЛЕКТРОСВЕРЛ

В. Т. ГОРБЕНКО, Ю. С. СЕМЕНОВ, С. И. ШУБОВИЧ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

При расчетах закрытых зубчатых передач нагрузочная способность их, как правило, ограничивается контактной прочностью, изгибная же прочность зубьев при этом оказывается весьма завышенной. Например, проведенные нами по методикам [1] и [2] расчеты зубчатых передач редукторов ручных горных электросверл показывают, что даже при двойной — тройной перегрузке по контактной прочности передачи удовлетворяют требованиям расчетов на изгиб и заедание. Между тем, поскольку редукторы горных электросверл по условиям эксплуатации имеют малые габариты, такая нагрузка для них является обычной. Естественно, что работа со значительной перегрузкой, помимо выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, ведет к их износу. Проведенные исследования, например, [3], [4], показали, что даже прогрессивное выкрашивание не вызывает сколь-либо заметного усиления износа и существенно не снижает эксплуатационных свойств передачи.

Профили зубьев при износе изменяются, становятся неэвольвентными [4] и, следовательно, не взаимозаменяемыми. Поэтому следует стремиться к тому, чтобы зубчатые колеса при износе были равнопрочными. В качестве первого приближения к этому желательно, чтобы величины износа зубьев шестерни и колеса были близкими друг к другу и по возможности малыми. Такой износ и факторы, способствующие ему (например, соответствующее соотношение твердостей, чистота поверхностей зубьев и т. д.), будем называть оптимальными.

Зубчатые колеса редукторов горных электросверл выполняются высокой твердостью поверхностей зубьев, причем после термообработки никаких отделочных операций не применяется. Ввиду малых размеров зубчатые колеса редукторов горных электросверл работают при небольших окружных скоростях (до 3 м/сек), поэтому такой метод их изготовления вполне целесообразен [5]. При термообработке у цементованных шестерен иногда образуется своеобразная поверхность (рис. 1, а), которую будем называть «бородавчатой». Не исключено, что такие шестерни идут в сборку. Форма «бородавчатых» выступов почти полусферическая, их высота и диаметр 0,2—0,3 мм. Для исследования микроструктуры металла «бородавок» были приготовлены шлифы на косых срезах зубьев шестерен. При этом было установлено, что металл «бородавок» не поддается травлению 6%-ным раствором азотной кислоты в спирте. Такая особенность металла «бородавок» совместно с высокой микротвердостью (900—1000 Н_с) возможна только лишь при аустенитно-мартенситной структуре (рис. 1, б). Последнее находится в соответствии с высокой сопротивляемостью износу металла зубьев шестерни. Плохо травящиеся светлые участки с подобными же свойства-

ми и структурой могут образовываться при шлифовании на повышенных режимах углеродистых и легированных сталей [6], а также при значительном износе рабочих поверхностей [7]. Видимо, механизм образования подобной структуры при цементации совершенно иной, чем при шлифовании или износе. Для выяснения вопросов происхождения и процесса образования «бородавок» ведутся дополнительные исследования.

При нарезании зубчатых колес относительно малым числом зубьев (шестерен) весьма часто профили зубьев не представляют плавной кривой, а вследствие огранки имеет место перелом профиля (рис. 2). Такой перелом (ребро) может быть как на одной, так и на обеих сторонах (профиля) зуба, обычно он расположен на ножке зуба, иногда в околополюсной зоне и очень редко на головке зуба.

Для оценки степени влияния на износ зубчатых колес указанных факторов, а также величины и характера нагрузки, твердости и класса частоты рабочих поверхностей зубчатой пары на кафедре прикладной механики Томского политехнического института были проведены испытания зубчатых колес 2-х ступенчатых редукторов горных электросверл ЭР-5 (испытания проводил Ю. С. Семенов) и ЭР-16 (испытания проводил В. Т. Горбенко). Тихоходные ступени этих редукторов прямозубые, $z_1=17$, $z_2=28$, $m=2$ мм; быстроходная ступень редуктора ЭР-5 — прямозубая, $z_1=14$, $z_2=46$, $m=1,5$ мм, редуктора ЭР-16 — косозубая, $z_1=17$, $z_2=58$, $m_1=1,25$ мм, $\beta_n=18^\circ$. Все прямозубые зубчатые колеса — некорректированные, косозубые — корректированные ($\xi_1=+0,3$, $\xi_2=-0,55$). Материал колес — сталь 40Х, закаленная; шестерни — цементованные, прямозубые — из стали 20Х, косозубые — из стали 18ХГТ.

Испытания редукторов проводились на замкнутой установке, число оборотов колеса тихоходной ступени во всех опытах оставалось постоянным — 508 об/мин. Редукторы ЭР-5 испытывались при разных нагрузках: переменной, изменявшейся по линейному закону от $N_{\text{мин}}=0,7$ кВт до $N_{\text{макс}}=1,8$ кВт с частотой 15 периодов в минуту [3],

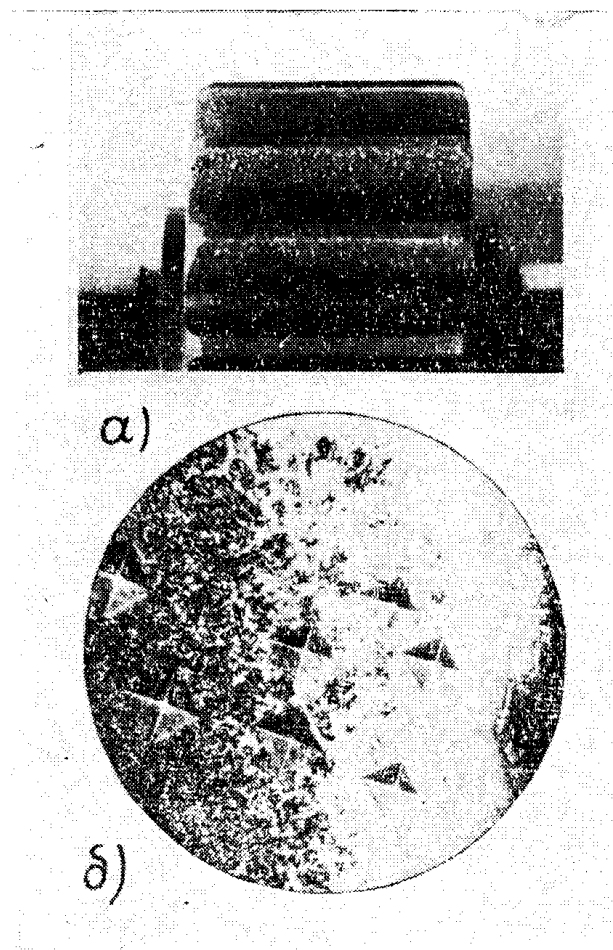


Рис. 1. Вид «бородавчатой» поверхности (а) и микроструктуры металла в зоне «бородавки» (б).

и постоянных по величине нагрузках: минимальной — $N_{\text{мин}} = 0,7$ кВт, номинальной — $N_n = 1,2$ кВт, эквивалентной переменной по контактной прочности — $N_z = 1,3$ кВт и максимальной — $N_{\text{макс}} = 1,8$ кВт. Редукторы электросверла ЭР-16 испытывались только при постоянной максимальной — $N_{\text{макс}} = 1,8$ кВт нагрузке.

Твердость зубчатых колес при испытаниях варьировалась в широких пределах. Зубчатые пары быстроходных ступеней обоих типов редукторов в основном имели такие твердости: у шестерен $\text{HRC}_1 = 55-60$, у колес $\text{HRC}_2 = 40-45$, это соотношение твердости оказалось оптимальным для быстроходной ступени редуктора ЭР-5. У последней на всех нагрузках, кроме эквивалентной, были также испытаны зубчатые пары с равной твердостью $\text{HRC}_1 = \text{HRC}_2 = 40-50$, т. е. равенство твердостей здесь достигалось снижением твердости шестерни до твердости колеса; на эквивалентной нагрузке испытывалась пара с твердостью шестерни и колеса $\text{HRC}_1 = \text{HRC}_2 = 48$; на переменной и максимальной нагрузках — с повышенной до $\text{HRC}_2 = 48$ твердостью колеса при такой же, как в основных опытах, твердости шестерни ($\text{HRC}_1 = 55-60$).

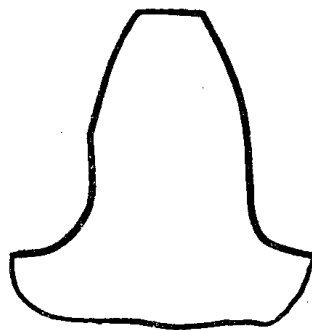
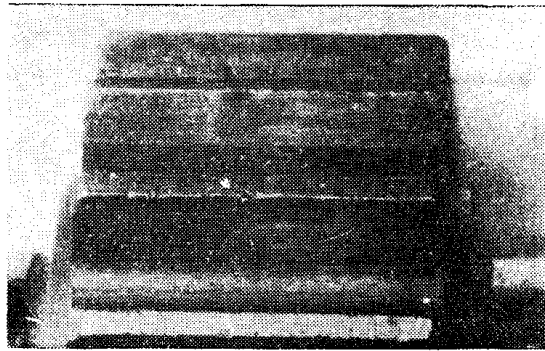


Рис. 2. Ребро перелома профиля на зубе шестерни.

У тихоходных ступеней редукторов ЭР-5 в основном применялась большая разница твердостей у шестерни $\text{HRC}_1 = 55-60$, у колес $\text{HRC}_2 = 30-35$. Кроме того, на максимальной и переменной нагрузках были испытаны зубчатые пары с твердостью колес $\text{HRC}_2 = 38-40$, твердость же шестерен либо оставалась $\text{HRC}_1 = 55-60$, либо снижалась до $\text{HRC}_1 = 49$. У тихоходных ступеней редукторов ЭР-16 твердость шестерен во всех опытах составляла $\text{HRC}_1 = 55-60$, твердость колес в разных опытах была разной: $\text{HRC}_2 = 37-38$, $\text{HRC}_2 = 44-45$, $\text{HRC}_2 = 48$. Таким образом, помимо опытов с большой разницей в твердостях сопряженных зубчатых колес у тихоходных ступеней обоих редукторов с целью выяснения оптимального сочетания твердостей шестерни и колеса при другом передаточном числе были испытаны зубчатые пары с такой же твердостью, как оптимальная для быстроходной ступени редуктора ЭР-5, а также со сближенными величинами твердостей, полученными в одном случае снижением твердости шестерни, в другом — повышением твердости колеса.

Большинство зубчатых колес в наших опытах имели чистоту рабочих поверхностей зубьев $\nabla 6$, вместе с тем некоторые зубчатые пары тихоходной ступени редуктора ЭР-16 имели чистоту поверхностей $\nabla 7$ [8].

При испытаниях применялась некоторая вариация наличия и местоположения ребра перелома профиля зуба шестерни, а у шестерен тихоходных ступеней — и наличия «бородавчатой» поверхности. Поскольку при нарезании шестерен в подавляющем большинстве случаев имеет место ребро перелома профиля на ножке зуба, и так как «бородавчатая» поверхность при термообработке образуется сравнительно редко, то в основном и испытывались зубчатые пары с чистотой рабочих поверхностей зубьев $\nabla 6$, имеющие у шестерни ребро перелома профиля на ножке зуба, поэтому в дальнейшем будем особо оговаривать лишь отклонения от этих условий. Это не относится к косозубым парам быстроходной ступени редукторов ЭР-16, шестерни которых не имели четкого выраженного ребра перелома на профилях зубьев; видимо, плавность их профиля объясняется тем, что они косозубые и поэтому имеют большую разность z_1 от $z_{\text{мин}}$.

Испытания проводились как на консистентной (солидол М), так и на жидкой (автол АК-6, нигрол) смазках. Однако поскольку существенной разницы в износе зубьев при этом не отмечалось [9], то в дальнейшем вид смазки той или иной зубчатой пары не оговаривается.

Результаты испытаний приведены в виде графиков на рис. 3, 4, 5 и 6. Из рис. 3 и 4 видно, что величина нагрузки является основным фактором, с повышением нагрузки износ зубьев, как правило, увеличивается. При переменной нагрузке величина износа зубчатых колес в среднем больше, чем при эквивалентной или близкой к ней номинальной постоянной нагрузках. Однако при небольшой (оптимальной) разнице в твердостях сопряженных зубчатых пар (рис. 3) различие в величинах износа при переменной и эквивалентной нагрузках сравнительно невелико, и без большой погрешности постоянную нагрузку, эквивалентную переменной по контактной прочности зубьев, можно считать эквивалентной переменной и по износу. При большой разнице в твердостях сопряженных зубчатых колес величина износа зубьев колеса при переменной нагрузке значительно больше, чем при эквивалентной и близкой к ней номинальной нагрузках, и приближается к величине износа при максимальной нагрузке. Шестерня, как и при максимальной нагрузке, изнашивается мало, и разница в величинах износа зубьев шестерни и колеса, особенно в период приработки, велика. Следует заметить, что ведущие зубчатые колеса, при прочих равных условиях, как правило, изнашиваются больше, чем ведомые.

Испытания показали, что при оптимальном соотношении твердостей зубьев шестерни и колеса, а также при любом другом сочетании твердостей зубчатой пары, полученном без снижения твердости колеса и повышения твердости шестерни против оптимального значения, износ зубьев (рис. 3) в период приработки невелик, и величина его при всех нагрузках близка для обоих сопряженных зубчатых колес. Общий износ зубчатых колес за все время испытаний также невелик и не носит катастрофического характера. При оптимальном соотношении твердостей зубчатой пары износ колеса в целом больше износа шестерни, но величины износа, приходящиеся на один зуб, близки, так как колесо имеет большее число зубьев. При равной твердости зубьев зубчатой пары, наоборот, сопряженные зубчатые колеса при всех нагрузках имеют близкие величины износа, однако износ на один зуб у шестерни больше, чем у колеса, причем с увеличением твердости зубьев зубчатой пары (кривые 4_1 рис. 3) величина износа зубчатых колес уменьшается. У зубчатых пар с повышенной твердостью колеса величина износа

(кривые $1''_4$ и $5''_3$, рис. 3) меньше, чем при оптимальном соотношении твердостей, однако здесь, как и при равной твердости зубьев зубчатой пары, общая величина износа зубчатых колес близка, износ же, приходящийся на один зуб, у шестерни больше, чем у колеса.

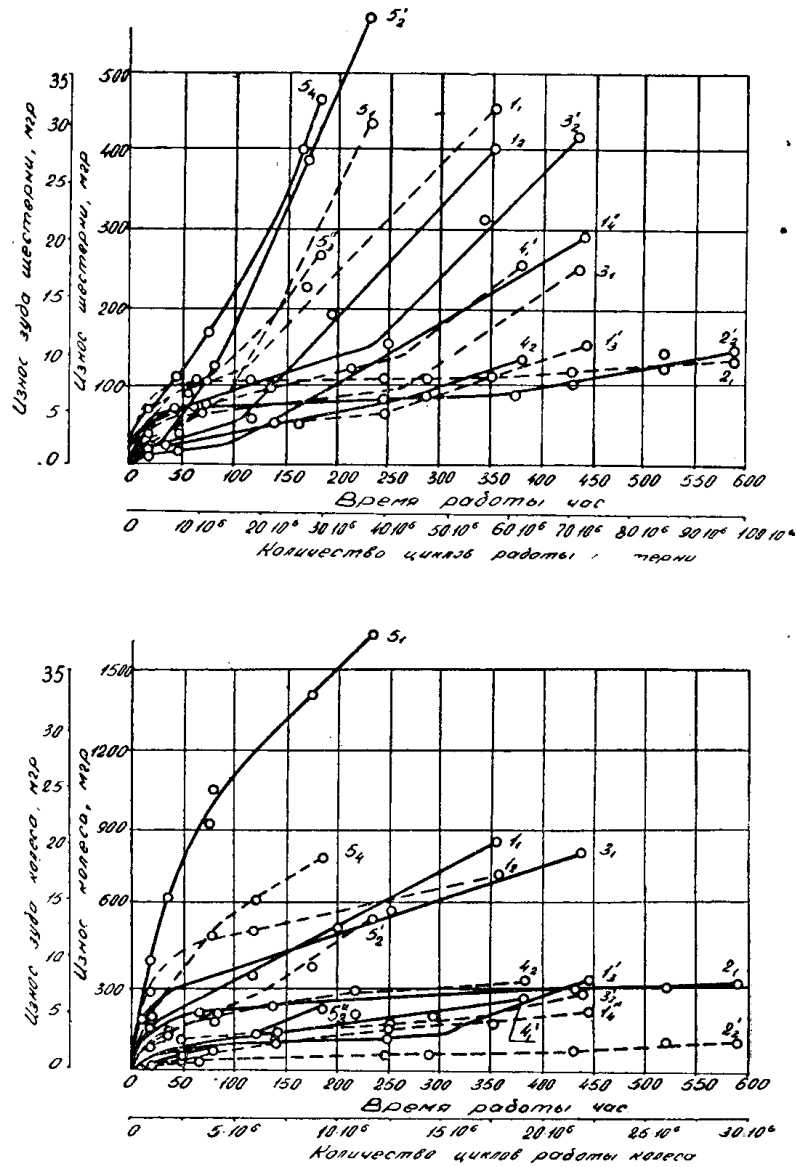


Рис. 3. Графики износа зубчатых колес быстроходной ступени редуктора ЭР-5 при: 1 — переменной, 2 — минимальной, 3 — номинальной, 4 — эквивалентной, 5 — максимальной нагрузках.

Сплошные линии — ведущие, пунктирные — ведомые зубчатые колеса. Графики износа зубчатых колес при $HRC_1 = HRC_2$ отмечены штрихом, при повышенной твердости колеса — двумя штрихами.

Наличие у шестерни ребра перелома на профилях зубьев в околополюсной зоне увеличивает износ зубьев колеса (кривые 1_2 и 5_1 , рис. 3), особенно в период приработки, приработочный же износ зубьев шестерни в этом случае снижается. Однако это зависит от соотношения величин твердостей зубчатой пары. Так, зубчатая пара $5''_3$ с повышенной

твёрдостью колеса для сравнения с зубчатой парой 5_1 , работавшей при той же нагрузке, также имела ребро перелома на профилях зубьев шестерни в околополюсной зоне. Сравнение графиков износа $5''_3$ и 5_1 (рис. 3) показывает, что в случае повышенной твёрдости колеса влияющие ребра перелома профиля зуба даже в околополюсной зоне уже не существенно. Шестерни зубчатых пар $1'_3$ и 4_2 имели плавный профиль

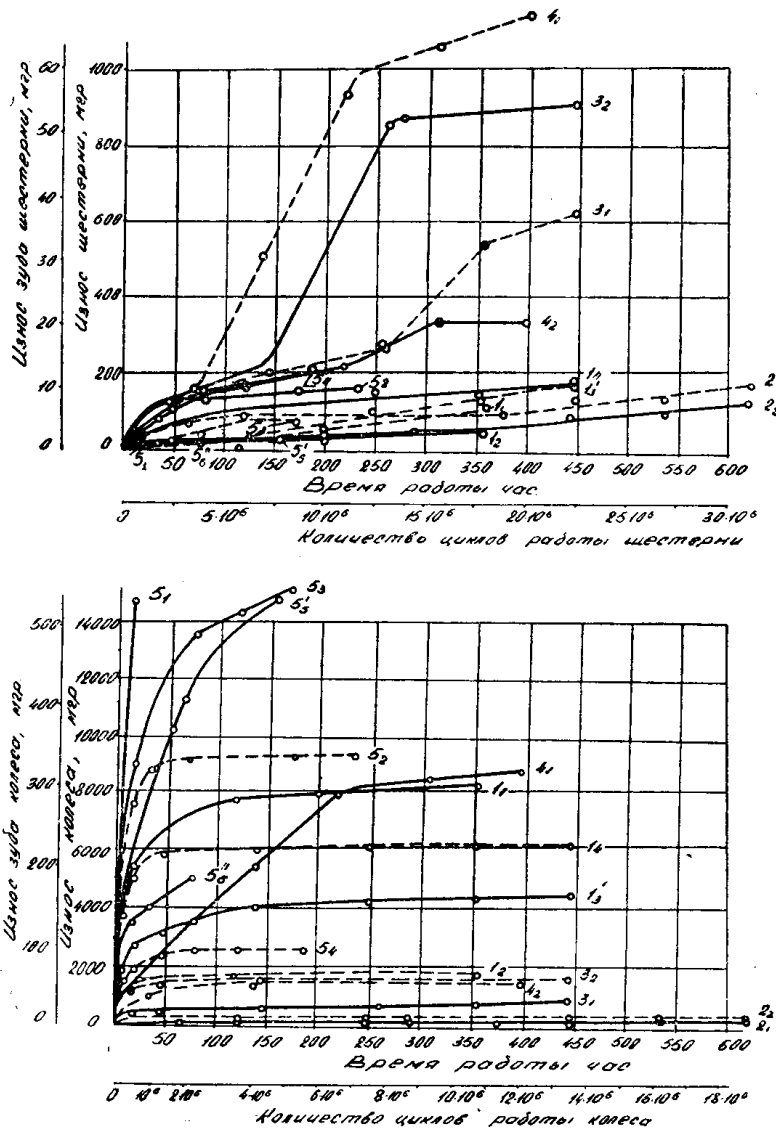


Рис. 4. Графики износа зубчатых колес тихоходной ступени редуктора ЭР-5 при: 1 — переменной, 2 — минимальной, 3 — номинальной, 4 — эквивалентной, 5 — максимальной нагрузках.

Сплошные линии — ведущие, пунктирные — ведомые зубчатые колеса. Графики износа зубчатых колес при $HRC_2 = 38-40$ в случае $HRC_1 = 49$ отмечены штрихом, в случае $HRC_1 = 55-60$ — двумя штрихами.

без четко выраженного ребра перелома на рабочей поверхности зубьев и, как видно из рис. 3, в этом случае износ зубьев и шестерни и колеса резко снижается.

Из рис. 5 видно, что износ зубьев косозубых пар редукторов ЭР-16 не оптимальный, несмотря на то, что при практически одном и том же передаточном числе они имели в основных опытах такое же соотношение твердостей, как оптимальное для быстроходной ступени редукторов ЭР-5, зубчатые колеса которых прямозубые. Износ зубьев косозубых колес оказался значительно больше износа сопряженных с ними шестерен. Очевидно, это является следствием того, что в различных точках контактных линий зубьев косозубых пар суммарная жесткость их неодинакова, причем наибольшее значение она имеет вблизи полюса. Влия-

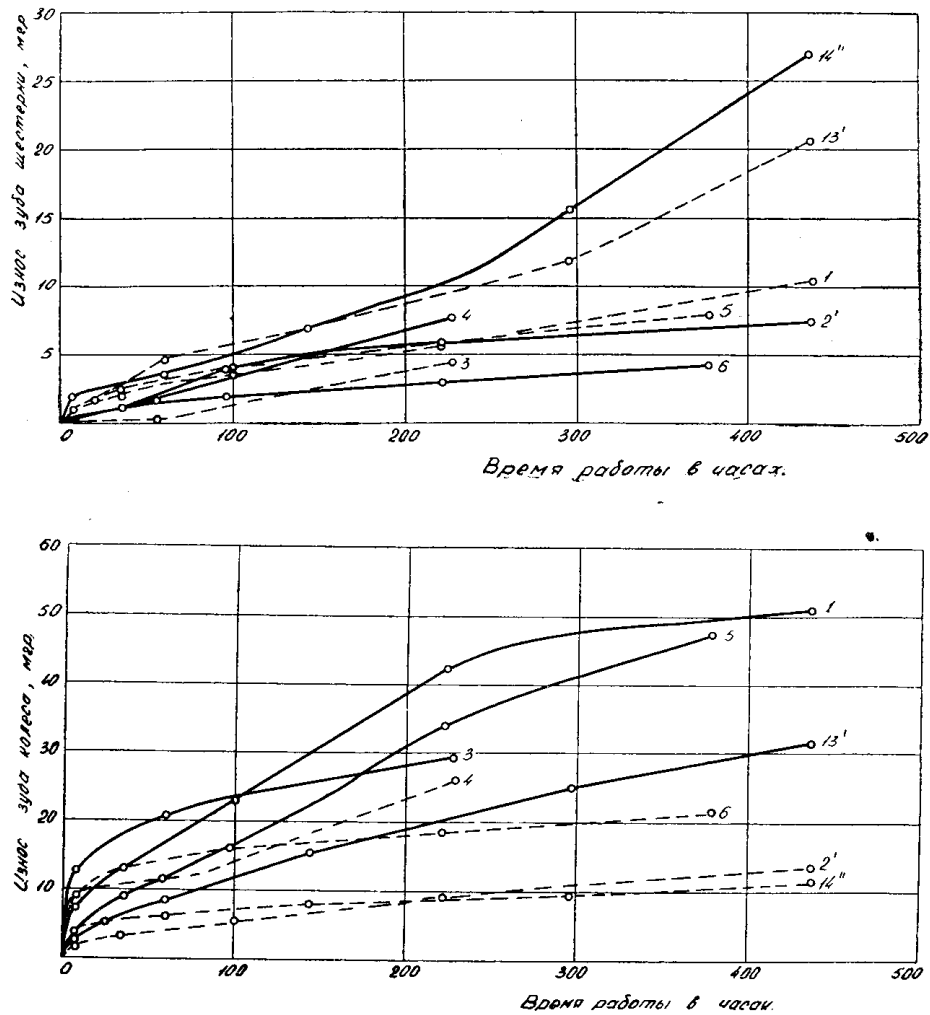


Рис. 5. Графики износа зубчатых колес быстроходной ступени редуктора ЭР-16.

Сплошные линии—ведущие, пунктирные—ведомые зубчатые колеса. Графики износа зубчатых колес при $HRC_1=52$ или $HRC_2=46$ отмечены штрихом, при $HRC_1=52$ и $HRC_2=46$ — двумя штрихами

ние этого фактора оказалось весьма сходным с влиянием наличия ребра перелома профиля в околуполюсной зоне шестерен прямозубой передачи, которое, как показано выше, приводило к повышенному износу менее твердой поверхности зубчатой пары (колеса). При повышении твердости колеса износ его (кривая 2', рис. 5), как и в прямозубой передаче, резко снижается. Износ шестерни с понижением ее твердости растет (кривая 13', рис. 5). Причем, как показывают кривые 2' и 13'

рис. 5, повышение твердости колеса или понижение твердости шестерни сближает величины износа зубьев зубчатой пары. Более оптимальным следует считать повышение твердости колеса, так как при этом износ зубьев шестерни и колеса меньше. Сближение твердости и здесь ведет к снижению износа колеса и повышению износа шестерни (кривые 14", рис. 5).

При большой разнице в твердостях сопряженных зубчатых колес соотношения величин износа зубьев шестерни и колеса (рис. 4) в период приработки в большей степени зависят от величины нагрузки. При

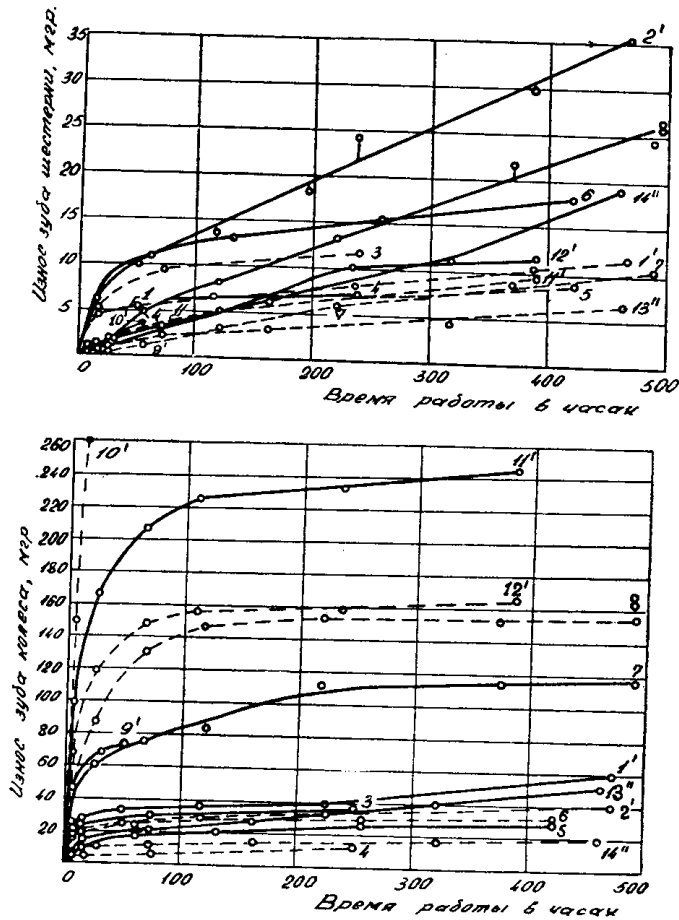


Рис. 6. Графики износа зубчатых колес тихоходной ступени редуктора ЭР-16.

Сплошные линии—ведущие, пунктирные—ведомые зубчатые колеса. Графики износа зубчатых колес при $HRC_2=37-38$ отмечены штрихом, при $HRC_2=48$ — двумя штрихами

максимальной нагрузке износ зуба колеса в десятки раз больше износа зуба шестерни. С понижением нагрузки эта разница уменьшается и при минимальной нагрузке (примерно равной предельной по контактной прочности) величины износа зубьев шестерни и колеса становятся близкими. При повышении твердости колеса до $HRC_2=37-40$ (нижний предел оптимальной твердости колеса быстроходной ступени редуктора ЭР-5) износ зубьев колеса (рис. 4 и 6) значительно снижается, однако разница в величинах износа шестерни и колеса все еще очень велика. Это имеет место даже и тогда, когда при повышении твердости колеса до $HRC_2=38-40$ твердость шестерни снижалась до $HRC_1=49$. Как

видно из рис. 4, и в этом случае износ зубчатой пары далеко не оптимальный. При повышении твердости колеса до $HRC_2=44-45$ (верхний предел оптимальной твердости колеса быстроходной ступени редуктора ЭР-5) величины износа зубьев шестерни и колеса (рис. 6) несколько сближаются, но разница между ними все еще остается большой. Лишь при повышении твердости колеса до $HRC_2=48$ величины износа зубьев шестерни и колеса становятся достаточно близкими, т. е. соотношение твердостей зубчатой пары приближается к оптимальному.

Таким образом, оптимальное соотношение твердости зависит от передаточного числа. Чем меньше передаточное число, тем ближе должны быть взяты величины твердостей зубчатой пары. Поскольку разница в твердостях и в случае, когда $HRC_1=49$, а $HRC_2=38-40$, и при $HRC_1=55-60$, а $HRC_2=48$, была примерно одинаковой (порядка 10 HRC), а оптимальным соотношением твердости является лишь последнее, можно заключить, что сближение твердостей при уменьшении передаточного числа следует достигать за счет повышения твердости колеса, а не снижения твердости шестерни.

Повышение чистоты поверхности зубьев на один класс до $\nabla 7$ резко снижает износ зубьев колеса и приводит соотношение величин износов зубчатой пары (кривые 1—6, рис. 6) в область почти оптимального.

Наличие ребра перелома профиля в околополюсной зоне зубьев шестерни и здесь повышает износ колеса, особенно при большой разнице твердостей и большой нагрузке (кривые 5₁ рис. 4, 6). Причем, колесо 5₁, имевшее значительно большую разность в твердости с сопряженной шестерней, чем колесо 8, и работавшее в качестве ведущего, полностью износилось вплоть до заострения головок зубьев лишь в течение периода приработки. При минимальной нагрузке, повышенной твердости колеса или повышенной чистоте поверхности зубьев наличие ребра перелома профиля в околополюсной зоне зубьев шестерни, хотя и повышает несколько износ зубьев колеса, но не существенно (кривые 2₂, рис. 4; 13'', 1', рис. 6). Отсутствие ребра перелома профиля на зубьях шестерни (плавный профиль), как и у быстроходной ступени, резко снижает износ зубьев, особенно у колеса (кривые 1₂, 4₂, 5₄, рис. 4). Однако из-за большой разницы твердостей зубьев зубчатой пары ее износ даже и в этом случае неоптимальный, зубья колеса изнашиваются сильнее, чем зубья шестерни, особенно при большой нагрузке.

Шестерни зубчатых пар 4₁, 4₂, 5'₅ (рис. 4) и 10' (рис. 6) имели после термообработки «бородавчатую» поверхность (рис. 1, а). Как видно из графиков износа, наличие такого дефекта рабочей поверхности зубьев шестерни, при прочих равных условиях, сильно повышает износ зубьев колеса. Причем из сравнения кривых 5'₅ и 5₃, 4₂ и 3₂ (рис. 4) видно, что «бородавчатая» поверхность сводит на нет благоприятные действия таких факторов, как сближенная твердость зубчатой пары и плавный профиль зубьев шестерни.

Таким образом, анализируя результаты проведенных испытаний, можно заключить, что при работе зубчатой пары со значительной перегрузкой оптимальный износ зубьев шестерни и колеса может быть достигнут разными путями, например, применением оптимального соотношения твердостей зубьев шестерни и колеса, повышением чистоты рабочих поверхностей и точности — плавности профиля зуба (особенно шестерни, как более твердого элемента). Следует заметить, что, поскольку при любом из применявшихся в наших опытах соотношении твердостей разница в величинах износа зубьев шестерни и колеса возрастает с увеличением нагрузки, а при минимальной нагрузке эта

разница сравнительно невелика даже при наличии ребра перелома профиля зуба шестерни в околополюсной зоне, то весьма полезной является предварительная приработка зубчатой пары при пониженной нагрузке (вплоть до предельной по контактной прочности). Применение тех или иных из названных мероприятий, или всех их вместе, зависит от возможностей завода-изготовителя, размеров и назначения зубчатых колес. В частности, для зубчатых колес редукторов горных электросверл, имеющих небольшие размеры как шестерни, так и колеса, целесообразнее всего, видимо, идти по пути применения оптимального соотношения твердостей зубчатой пары. Во избежание повышенного износа следует не допускать у шестерни наличия «бородавчатой» поверхности и ребра перелома профиля в околополюсной зоне.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи. Машгиз, М.—Л., 1957.
 2. Я. Г. Кистьян. Методика расчета зубчатых передач на прочность. Машгиз, М., 1963.
 3. Ю. С. Семенов. Результаты экспериментального исследования износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Известия ТПИ, т. 108. Исследование бурильных машин. Metallurgizdat, Свердловск, 1959.
 4. Ю. С. Семенов. Изменение параметров зубчатого зацепления при износе. Известия ТПИ, т. 96, ч. 2, изд. Томского университета, Томск, 1961.
 5. А. И. Петрусевиц. Зубчатые передачи. Детали машин, кн. 1. Машгиз, М., 1954.
 6. Ю. А. Геллер. Инструментальные стали. Metallurgizdat, М., 1964.
 7. И. М. Любарский, О. Ф. Подгорная. Приработка тяжело нагруженных шестерен. Повышение износостойкости и срока службы машин. Машгиз, Киев — Москва, 1953.
 8. Ю. С. Семенов, В. Т. Горбенко. Износ и чистота рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес. Известия ТПИ, т. 114, изд. Томского университета, Томск, 1964.
 9. В. Т. Горбенко, С. И. Шубович. Об износе зубчатых колес редукторов горных электросверл при работе с жидкой смазкой. Известия ТПИ, т. 133, изд. Томского университета, Томск, 1965.
-