

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ
ИЗНОСА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС РЕДУКТОРОВ
ГОРНЫХ ЭЛЕКТРОСВЕРЛ***Ю. С. Семенов*

Настоящая статья посвящается некоторым результатам проведенного экспериментального исследования износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Необходимость в таком исследовании возникла в связи с недостатком сведений о работе шестерен за пределами выкрашивания поверхностей зубьев, особенно при резкопеременной нагрузке и консистентной смазке¹, т. е. при условиях, в которых работают редукторы горных электросверл.

Условия проведения испытаний

Испытания проводились в лаборатории кафедры прикладной механики Томского политехнического института на замкнутой установке с загрузением по способу, предложенному проф. В. Н. Кудрявцевым [1].

Объектом испытаний был прямозубый двухступенчатый редуктор наиболее распространенного ручного электросверла ЭР-5 [2]. Схема этого редуктора показана на рис. 1, а.

Испытанию подверглись 15 специально изготовленных редукторов двух серий, отличающихся между собой твердостью шестерен первой ступени. Шестерни обеих ступеней были изготовлены с зубьями нормального эвольвентного профиля без отделочных операций из стали 20Х с последующей цементацией и закалкой; колеса — из стали 40Х с последующей закалкой.

Твердость (H_{R_c}) рабочих поверхностей зубьев приведена в таблице.

¹ Консистентная смазка применяется в редукторах горных электросверл по условиям удобства эксплуатации.

Зубчатые колеса	Серия А		Серия Б	
	первая ступень	вторая ступень	первая ступень	вторая ступень
Шестерня	55—60	55—60	40—45	55—60
Колесо	40—45	30—35	40—45	30—35

Испытания проводились при консистентной смазке (солидол М) и при переменной нагрузке, линейно изменяющейся в пределах от M_1 до M_2 (рис. 1, б) с частотой 15 периодов в минуту. Крутящему моменту M_1 соответствует контактное напряжение на зубьях колес σ_k^1 у первой ступени 4700 кг/см², у второй ступени 6100 кг/см²; моменту M_2 — у первой ступени 7600 кг/см², у второй — 10 000 кг/см².

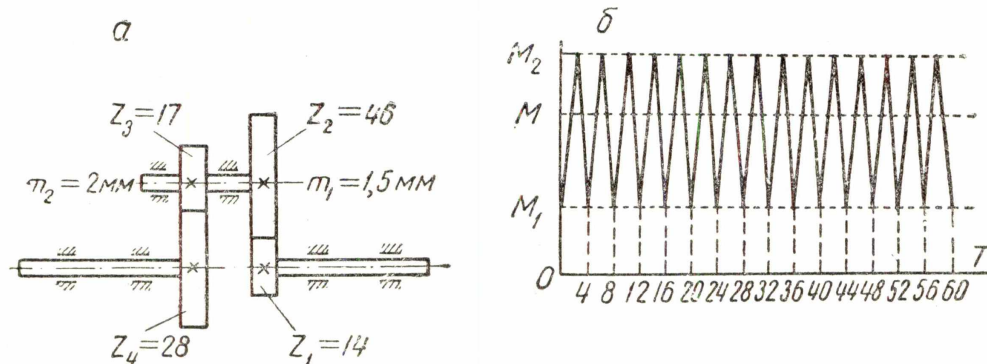


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора (а) и график изменения нагрузки (б) электросверла ЭР-5.

Частота и пределы изменения нагрузки при проведении опытов были приняты по средним данным шахтных испытаний электросверл [3]. Кроме того, для сравнения проводились испытания при постоянных нагрузках: минимальной M_1 , максимальной M_2 и эквивалентной M . Величина эквивалентной нагрузки при $T_{\text{эк}} = T$ подсчитана по известной зависимости [4], которая для линейного режима нагружения (рис. 1, б) имеет вид

$$T_{\text{эк}} = \frac{T}{4} \cdot \frac{n_{\text{ср}}}{n} \left[\frac{M_1}{M} + \frac{M_2}{M} \right] \left[\left(\frac{M_1}{M} \right)^2 + \left(\frac{M_2}{M} \right)^2 \right],$$

где M_1 — минимальный момент;

M_2 — максимальный момент;

M — эквивалентный момент;

$T_{\text{эк}}$ — время действия эквивалентной нагрузки;

T — время действия переменной нагрузки;

¹ Напряжение σ_k подсчитано по формуле Герца для случая зацепления в полюсе при статическом нагружении и равномерном распределении нагрузки по всей длине зуба.

n — число оборотов при эквивалентной нагрузке;

$n_{\text{ср}}$ — среднее число оборотов при переменной нагрузке.

Испытания проводились при постоянном для всех нагрузок числе оборотов $n=n_{\text{ср}}$. Контактные напряжения при эквивалентной нагрузке составляли на первой ступени $\sigma_k = 6\,450 \text{ кг/см}^2$; на второй — $\sigma_k = 8\,500 \text{ кг/см}^2$. Необходимо отметить, что в процессе испытаний выявилась концентрация нагрузки по длине зуба у первой ступени, оба колеса которой расположены консольно. С учетом последнего величина контактных напряжений составляла: на первой ступени от 4\,700 до 11\,000 кг/см^2 ; на второй ступени от 6\,100 до 11\,000 кг/см^2 .

Величина износа зубьев определялась методом взвешивания на аналитических весах. Распределение износа по профилю зуба, выявление характера изменения профилей зубьев в процессе износа определялись на проекторе при увеличении $\times 50$, а также дополнительно с помощью эвольвентомера. Изменение вида рабочих поверхностей зубьев устанавливалось визуальным способом.

Некоторые результаты испытаний

1. Опытное определение коэффициента полезного действия одной ступени редуктора, работающего на консистентной смазке, показало, что он лежит в пределах 0,97—0,98, а коэффициент полезного действия зубчатого зацепления, включая потери в подшипниках под нагрузкой, достигает 0,987. Этому значению к. п. д. соответствует коэффициент трения в зацеплении (подсчитанный обычным способом [5]) 0,055—0,06. Аналогичные значения коэффициента трения приводятся в литературе для зубчатых пар, работающих при жидкой смазке [6].

Опыты показали, что при консистентной смазке к. п. д. зубчатой передачи изменяется в зависимости от нагрузки меньше, чем при жидкой смазке (рис. 2). Это явление может быть объяснено тем, что при наличии консистентной смазки потери на размешивание меньше, чем при жидком масле, так как вращающимися шестернями увлекается лишь та часть смазки, которая непосредственно к ним прилегает. Испытания также показали, что коэффициент полезного действия зубчатой передачи после приработки не уменьшается даже при большой степени износа рабочих поверхностей зубьев. Таким образом, применение консистентной смазки не вызывает ухудшения работы передачи с точки зрения коэффициента полезного действия.

2. Наблюдения за изменением вида рабочих поверхностей зубьев в процессе их работы показали наличие трех характерных зон: на головке зуба, на середине зуба у полюсной линии (по обе стороны от нее) и на ножке зуба. На ведущей шестерне высота первой зоны составляет примерно 0,35, высота второй зоны 0,35, третьей зоны — 0,3 от полной рабочей высоты зуба

(рис. 3, а). На ведомой шестерне эти величины соответственно составляют 0,40, 0,32 и 0,28 (рис. 3, б).

Состояние поверхностей указанных выше зон изменяется в зависимости от продолжительности работы зубчатых пар, величины нагрузки и соотношения твердостей сопряженных колес. Так, например, в процессе приработки первая и третья зоны (на головке и ножке зуба) имеют гладкую поверхность с небольшими рисками в направлении скольжения; вторая же зона (середина зуба) имеет матовую поверхность. При минимальной нагрузке состояние этих зон остается почти неизменным без признаков характер-

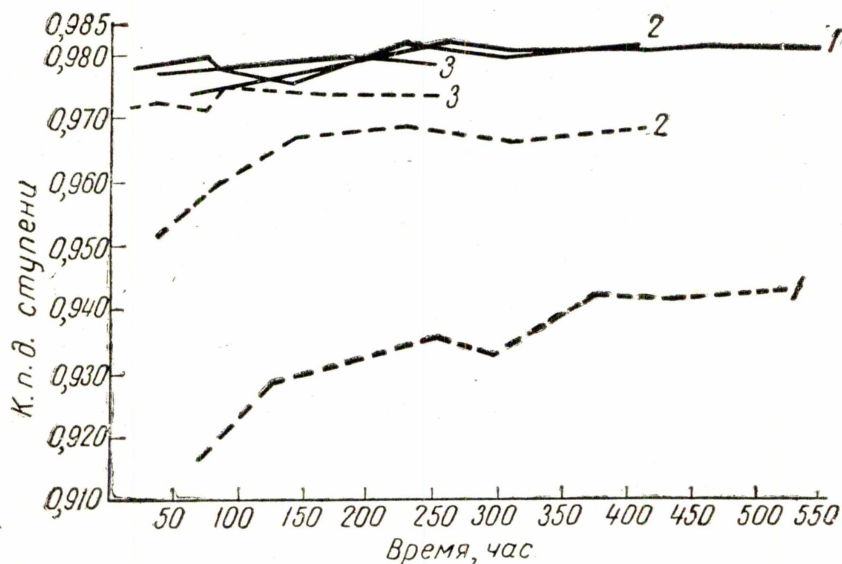


Рис. 2. График изменения к. п. д. одной ступени редуктора, включая потери в подшипниках и на преодоление сопротивления смазки:

1 — минимальная, 2 — эквивалентная, 3 — максимальная нагрузка. Пунктиром нанесены величины к. п. д. редукторов установки при работе на жидком масле.

ного выкрашивания на протяжении всего времени испытаний. При эквивалентной нагрузке на протяжении всего времени испытаний поверхности первой и третьей зоны имеют такой же вид, как и при минимальной нагрузке. На поверхности второй зоны, близ полюсной линии с течением времени появляется выкрашивание, которое затем распространяется на всю поверхность второй зоны и не прекращается в течение всего времени испытаний. При максимальной нагрузке изменение состояния поверхности до появления выкрашивания второй зоны протекает аналогично картине, описанной для эквивалентной нагрузки, отличие состоит лишь в степени износа. Однако после распространения выкрашивания на всю поверхность второй зоны выкрашивание появляется на первой зоне ведущих колес и на третьей зоне ведомых зубчатых колес. Таким образом, для максимальной нагрузки характерны три стадии изменения вида рабочих поверхностей зубьев: первая стадия — до начала выкрашивания второй зоны (для пер-

вой стадии характерен износ истиранием, состоящий из периода приработки и установившегося равномерного износа); вторая стадия включает начало выкрашивания и распространения его по всей второй зоне; третья стадия — появление и распространение выкрашивания на первой зоне ведущих зубчатых колес и третьей зоне ведомых зубчатых колес.

Для эквивалентной нагрузки характерны две первые стадии, а для минимальной нагрузки — главным образом одна первая.

3. Характер изменения профиля зубьев (рис. 3) на разных зонах различен для каждой из приведенных выше стадий изменения вида их рабочих поверхностей.

На первой стадии во всех зонах профили постепенно смещаются в тело зуба, оставаясь при этом почти эквидистантными

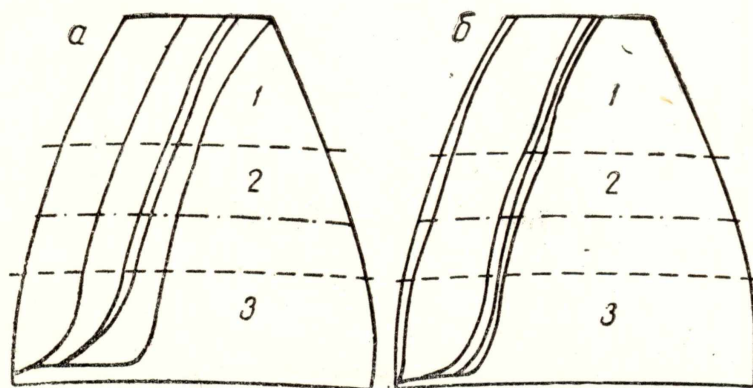


Рис. 3. Изменение профилей зубьев в процессе износа при максимальной нагрузке:

а — зуб ведущего колеса; б — зуб ведомого колеса; 1 — первая, 2 — вторая, 3 — третья зоны.

начальному. Величина смещения (износа) в этот период тем больше, чем больше нагрузка и разность в твердости сопряженных зубчатых колес. Темп смещения с течением времени все более замедляется.

Во второй стадии степень износа в каждой зоне различна. На головке зуба (первая зона) процесс идет аналогично первой стадии со все более замедляющейся интенсивностью износа. Во второй зоне на этой стадии в связи с наступившим выкрашиванием износ больше, чем в первой зоне, третья зона также изнашивается значительно больше первой. Таким образом, на этой стадии во второй и третьей зонах профили уходят глубже в тело зуба, первая же зона выступает над второй и третьей. Картина изменения профилей зубьев ведущих и ведомых зубчатых колес на первой и второй стадиях одинакова.

На третьей стадии, в отличие от первых двух, характер изменения профилей зубьев ведущих и ведомых зубчатых колес существенно различен. На этой стадии у ведущих зубчатых колес (рис. 3, а) в связи с распространением выкрашивания на первую зону головки зубьев интенсивно изнашиваются, профили зубьев

во всех трех зонах выравниваются и впоследствии зубья изнашиваются сравнительно равномерно по всему рабочему профилю.

У ведомых колес (рис. 3, б) на этой стадии износ в первой зоне почти прекращается, вторая и третья зоны еще более углубляются по сравнению с первой, затем во всех зонах износ приобретает медленный равномерный характер.

4. Величины износа зубчатых колес представлены графиками на рис. 4, 5, 6 и 7, согласно которым величина нагрузки и соотношение твердостей зубчатых колес влияют как на общую ве-

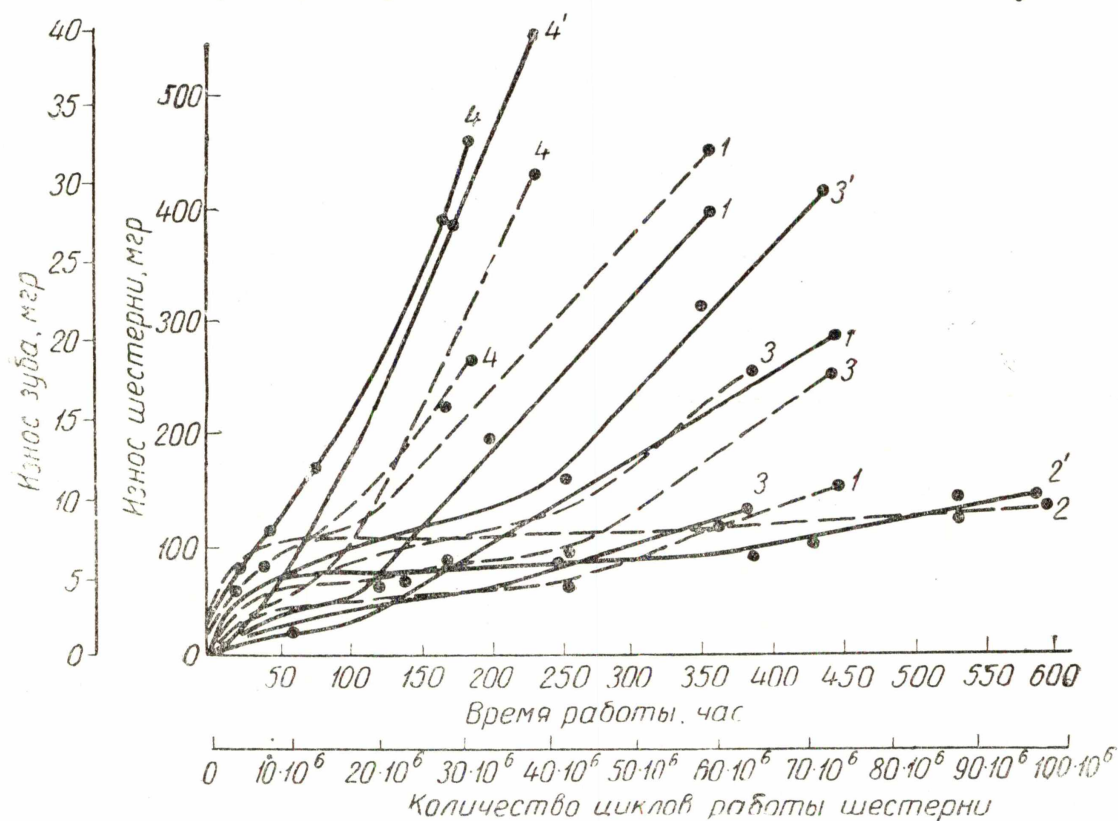


Рис. 4. График износа шестерен первой ступени при:

1 — переменной; 2 — минимальной; 3 — эквивалентной; 4 — максимальной нагрузках. Сплошные линии — ведущие шестерни, пунктирные линии — ведомые шестерни.

личину износа, так и на интенсивность его нарастания. Разница в износе при изменении этих факторов особенно сильно проявляется в период приработки.

Так, при отсутствии слишком большой разницы в твердостях сопряженных зубчатых колес (рис. 4 и 5) износ зубьев в этот период сравнительно невелик, и величина его для всех нагрузок близка для обоих сопряженных зубчатых колес.

При большой же разнице в твердостях колес зубчатой пары (рис. 6 и 7) соотношение износа шестерни и колеса в период приработки в большей степени зависит от величины нагрузки. При минимальной нагрузке величины износа шестерни и колеса сравнительно невелики и близки друг к другу; при эквивалентной нагрузке величина износа колеса значительно больше износа ше-

стерни; при максимальной нагрузке разница в величинах износа шестерни и колеса очень велика. Шестерня при максимальной нагрузке прирабатывается очень медленно и изнашивается мало, меньше чем при эквивалентной нагрузке. Колесо ввиду значительно меньшей твердости изнашивается очень сильно. Были случаи полного износа вплоть до заострения и обкалывания головок зубьев только в течение периода приработки, без каких-либо следов выкрашивания. Особенно велик износ колеса, если оно работает в качестве ведущего.

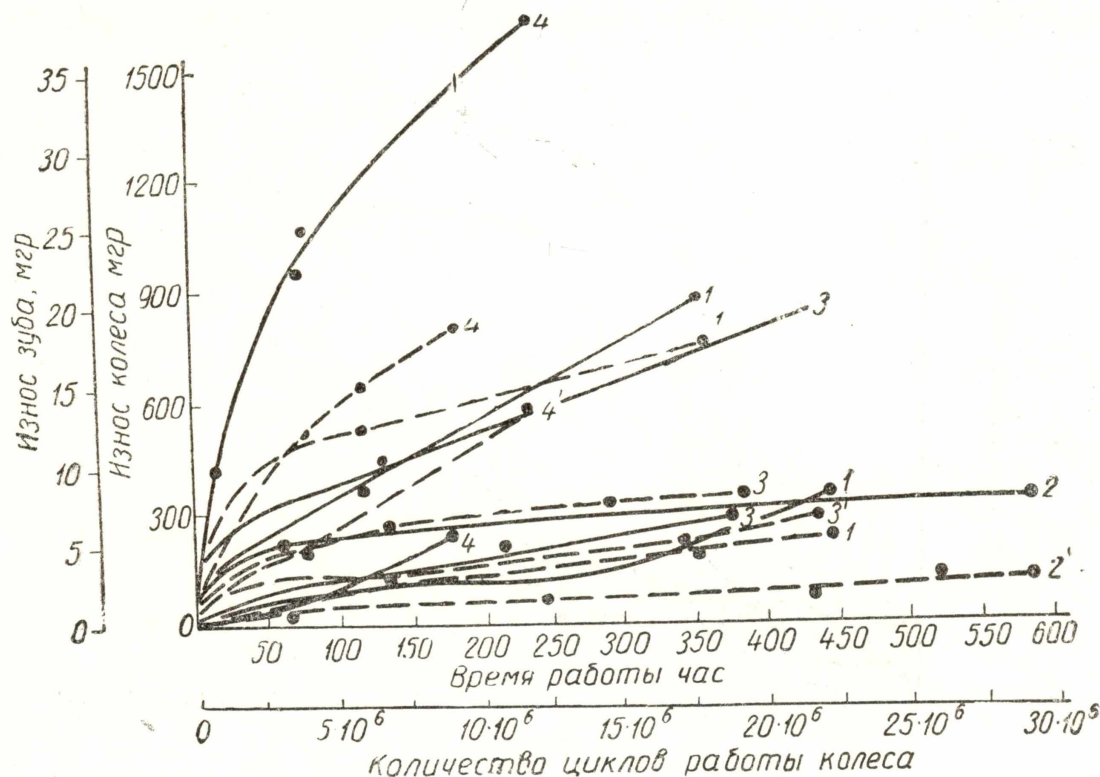


Рис. 5. График износа колес первой ступени при переменной (1), минимальной (2), эквивалентной (3), максимальной (4) нагрузках. Сплошные линии — ведущие колеса, пунктирные линии — ведомые колеса.

На второй и третьей стадиях разница в первоначальной твердости сопряженных колес зубчатой пары на величине их износа сказывается уже значительно слабее. Графики износа колес в основном представляют собой кривые равномерного (монотонного) износа, характеризующиеся постоянством условий изнашивания [7], хотя при этом имеет место выкрашивание, покрывающее при эквивалентной нагрузке всю вторую зону, а при максимальной нагрузке переходящее на первую зону ведущих или третью зону ведомых колес.

Скорость изнашивания, характеризующаяся углом наклона кривых, возрастает с увеличением нагрузки. При этом скорость изнашивания колес, работающих в качестве ведущих, обычно, выше чем у аналогичных колес, но работающих в качестве ведомых.

Кривые износа шестерен также имеют более или менее равномерный характер, однако здесь характерны переломы с увеличением угла наклона кривых. Увеличение угла наклона кривых здесь связано с истиранием цементованного слоя. Причем увеличение угла наклона у шестерен второй ступени при эквивалентной нагрузке (рис. 6), обусловленное местным истиранием цементованного слоя во время образования канавки на ножке зуба шестерни в месте сопряжения с выступающей головкой колеса, после приспособления поверхностей друг к другу вновь сменялось замедлением скорости и равномерным изнашиванием.

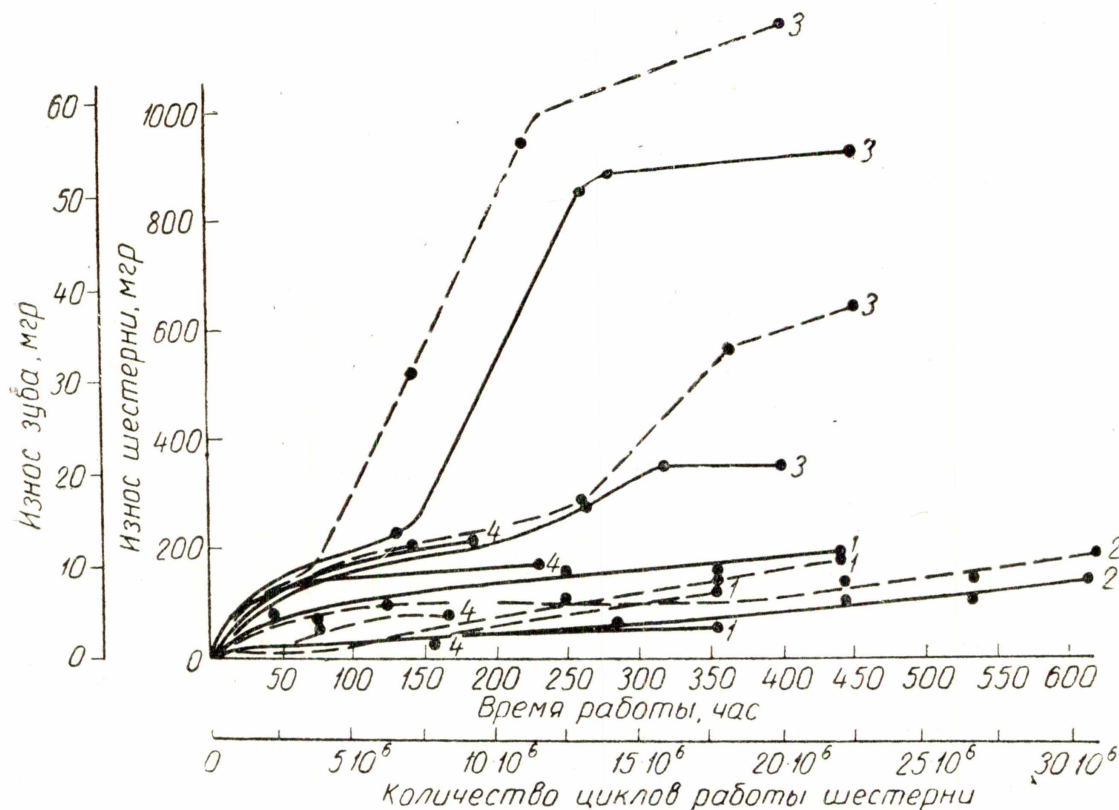


Рис. 6. График износа второй ступени переменной (1), минимальной (2), эквивалентной (3) и максимальной (4) нагрузках.

Сплошные линии — ведущие шестерни, пунктирные линии — ведомые шестерни.

В целом на всех стадиях работы зубчатой пары первой ступени серии А износ колеса несколько больше износа шестерни, но величины износа, приходящиеся на один зуб, близки вследствие большего числа зубьев на колесе.

Сопряженные зубчатые колеса первой ступени серии Б (отмеченные на рис. 4 и 5 штрихами) при всех нагрузках имеют близкие величины износа, однако износ, приходящийся на один зуб, у шестерни больше, чем у колеса, так как она имеет меньшее число зубьев.

Общий износ зубчатых колес первой ступени обеих серий за все время испытаний сравнительно невелик и не имеет катастрофического характера даже при наступлении третьей стадии. Что

же касается зубчатых колес второй ступени, то здесь ввиду большой разницы в твердости шестерен и колес последние имеют большую величину общего износа главным образом за счет периода приработки, особенно это относится к колесам, работавшим при максимальной нагрузке. Шестерни же и в этом случае в целом имеют небольшую величину общего износа.

5. При переменной нагрузке характер процесса износа зубчатых колес первой ступени (рис. 4 и 5), имеющих меньшую разность в твердостях сопряженных зубьев, сходен с характером

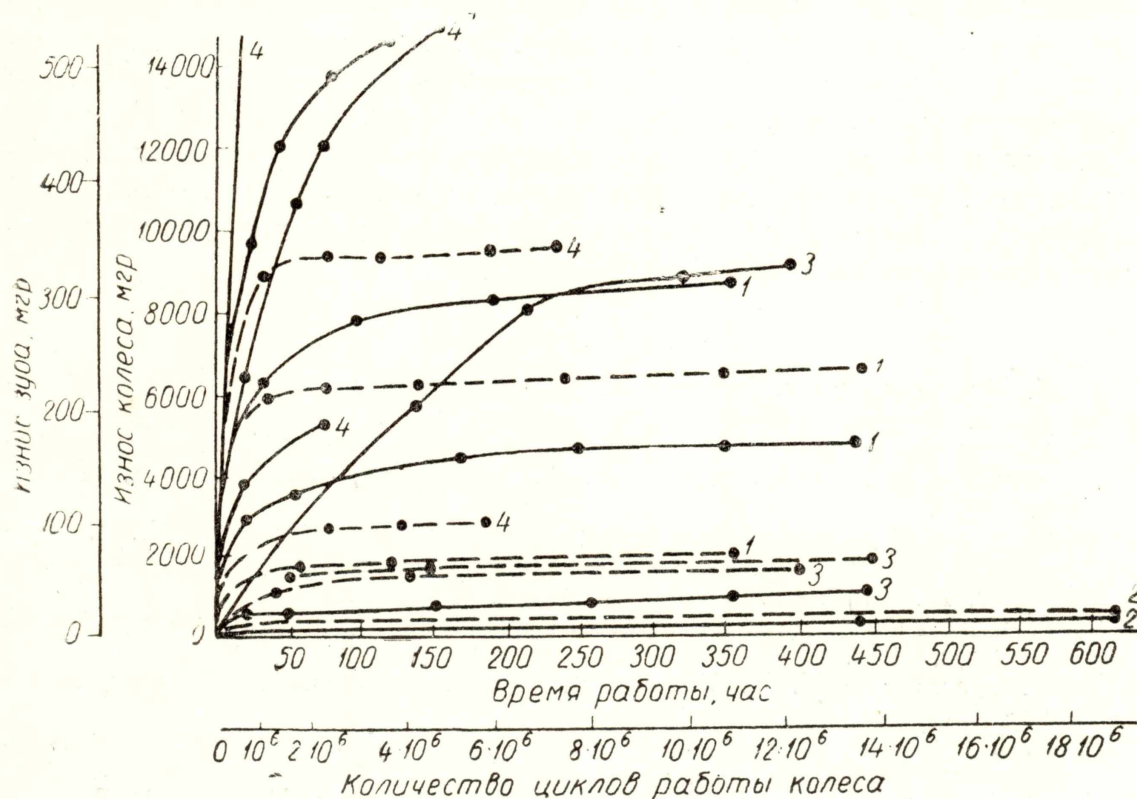


Рис. 7. График износа колес второй ступени при переменной (1), минимальной (2), эквивалентной (3) и максимальной (4) нагрузках. Сплошные линии — ведущие колеса, пунктирные линии — ведомые колеса.

процесса износа аналогичных зубчатых колес при эквивалентной нагрузке. Величины износа при переменной нагрузке и углы наклона кривых износа также лежат в области эквивалентных нагрузок с небольшим смещением в сторону максимальных нагрузок.

У зубчатых колес второй ступени, имеющих большую разность в твердости поверхностей сопряженных зубьев (рис. 6 и 7), характер процесса износа при переменной нагрузке приближается к износу при максимальной нагрузке. Здесь также в период приработки первой стадии соотношение в величинах износа сопряженных зубчатых колес очень велико, хотя и меньше, чем при максимальных нагрузках.

В последующие стадии скорость износа колеса также замедляется. Выкрашивание, образовавшееся во второй зоне (середина зуба), также затем переходит у ведущих зубьев на головку, а у ведомых — на ножку зуба, но это происходит значительно медленнее, чем при максимальных нагрузках.

Проведенные испытания позволяют сделать заключение, что в зубчатых колесах редукторов горных электросверл выкрашивание, сказываясь на характере разрушения рабочих поверхностей зубьев и характере изменения их профилей, не влечет за собой катастрофического износа и в условиях работы зубчатых передач горных электросверл допустимо. Во избежание большого общего износа зубчатых колес, обусловливаемого главным образом периодом приработки, не следует допускать слишком большой разницы в твердости рабочих поверхностей сопряженных зубчатых колес. В случае же применения зубчатых пар с большой разницей в твердости сопряженных зубьев необходимо повышение чистоты их рабочих поверхностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Н. Кудрявцев. Замкнутые установки для испытания зубчатых передач. Вестник машиностроения, № 10, 1951.
 2. Ручные электросверла ЭР-4, ЭР-5, ЭРП-5. Главуглемаш, Томский электро-механический завод имени В. В. Вахрушева, Углетехиздат, Москва, 1956.
 3. Вопросы механизации горных работ (Сборник научных трудов № 5). Под-московный научно-исследовательский угольный институт, Углетехиздат, М.—Л., 1952.
 4. Я. Г. Кистьян. Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность, Машгиз, 1954.
 5. Х. Ф. Кетов и Н. И. Колчин. Теория механизмов и машин, Машгиз, 1939.
 6. Г. К. Трубин. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен, Машгиз, 1950.
 7. А. С. Проников. Износ и долговечность станков, Машгиз, 1957.
-

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По вине
96	Рис. 2	$n = 0,6 \sqrt{\frac{Q \cdot p}{m \cdot S}} +$	$n = 0,6 \sqrt{\frac{Q \cdot p}{m \cdot S}} \cdot$	авт.
153	21 сверху	$l_k - 70 \text{ мм},$	$l_k = 700 \text{ мм},$	тип.
160	12 сверху	изнесом	износом	»
182	Рис. 2, а	цифры 2 и 3 поменять местами	фиксируемых	авт.
189	8 сверху	фиксацией	фиксируемых	»
198и	Формулы	q	q_n	»
199	(14) и (16а)			
200	14 сверху	коэффициент амплитуды кривой	коэффициент формы	»
205	12 сверху	σ и σ	σ_b и σ_r	»
208	2 сверху	$d_{n1} =$	$D_{n1} =$	»
212	6 снизу	$\frac{4,186}{t}$	$\frac{4,186}{t_0}$	»
276	15 снизу	второй ступени	шестерен второй ступени при	»
287	14 снизу	v_1, v_2 и v_3	V_1, V_2 и V_3	»
287	Формула (12)	$\frac{2t_0 + t'_{ш} + t'_{ш}}{L}$	$\frac{2t_0 + t'_{ш}}{L}$	тип.
287	Формула (13)	$\frac{2t_0 + t''_{ш}}{L}$	$\frac{2t_0 + t'_{ш} + t''_{ш}}{L}$	авт.
292	2 сверху	(кривая 1,	(кривая 1',	»