

К РАСЧЕТУ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ГОРНЫХ ЭЛЕКТРОСВЕРЛ ПО ИЗНОСУ

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

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Горные электросверла — машины ручные или переносные, поэтому их стремятся выполнять с возможно минимальным габаритом и весом, вследствие чего зубчатые колеса редукторов горных электросверл, как правило, выполняются из легированных сталей с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев (шестерни из сталей 18ХГТ, 20Х — цементованные и закаленные, колеса — из стали 40Х, закаленные). Несмотря на это, как показали наши расчеты, из-за малых размеров зубчатые пары работают с двойной-тройной перегрузкой по контактной прочности. Это ведет не только к выкрашиванию, но и к износу зубьев.

Как известно, ввиду сложности процесса износа и многообразия влияющих на этот процесс факторов, в настоящее время еще нет обобщающих уравнений, которые позволили бы определить долговечность детали из условия допустимого износа. Такие расчеты с большой степенью приближения проводятся лишь для ограниченного числа сопряжений.

Величину линейного, объемного или весового износа детали во времени (интенсивность износа) обычно выражают как функцию нормального усилия или контактного напряжения и скорости. Зависимость эта, как правило, степенная [1], [2], и ее можно представить, например, в следующем виде:

$$\gamma = K \cdot P_n^s \cdot V^n \quad (1)$$

или

$$\gamma = C \cdot \sigma_k^m \cdot V^n, \quad (2)$$

где γ — интенсивность изнашивания (мм/час, мм³/час, мгр/час);

P_n — нормальное усилие (кг);

σ_k — контактное напряжение (кг/см²);

V — относительная скорость скольжения (м/сек);

s , m и n — показатели степени, определяемые из опытов по изменению интенсивности износа в зависимости от нагрузки и скорости;

K и C — коэффициенты пропорциональности, зависящие от характеристики материала (определяются экспериментально).

В некоторых работах [3] при выводе уравнения интенсивности изнашивания зубьев зубчатых колес принимается прямо пропорциональная зависимость ее от величины нагрузки.

Авторами проводились испытания на износ зубчатых колес редукторов горных электросверл ЭР-5, ЭР-16, ЭР-14Д, ЭР-18Д. Все параметры зубчатых колес, в том числе и твердость их рабочих поверхностей, соответствовали техническим условиям на детали электросверл [4].

Для уменьшения веса, электродвигатели всех типов электросверл имеют предельное (при частоте тока 50 Hz) синхронное число оборотов—3000 об/мин. Передаточное число зубчатых пар различных типов сверл, поскольку обороты бура определяются одинаковым для всех ручных электросверл технологическим процессом бурения, колеблется в небольших пределах (чаще всего около 3). Габариты сверл также мало отличаются друг от друга, поэтому окружные скорости зубчатых колес (а следовательно, и относительные скорости скольжения зубьев) у разных электросверл отличаются незначительно. Это дает возможность не учитывать влияние скорости при расчете интенсивности износа колес горных электросверл. Тем более, что ввиду малых размеров этих зубчатых колес их скорости невелики, а согласно литературным данным, например [1], при малых скоростях показатель степени n в выражениях (1) и (2) равен единице. Учитывая изложенное, авторы в данной работе исследовали изменение интенсивности износа зубчатых колес горных электросверл только в зависимости от величины нагрузки.

На рис. 1 и 2 приведены полученные в результате наших опытов графики зависимости интенсивности изнашивания зубчатых колес от величины нормального усилия в зацеплении, мощности, теряемой на трение в зацеплении, и контактного напряжения. Поскольку шестерни зубчатых пар редукторов электросверл выполняются цементованными, то после приработки у них обычно наблюдается два периода износа (нормальный и ускоренный), у колес же — один период — период нормального износа. Наличие периода ускоренного износа у шестерен нами объясняется истиранием цементованного слоя.

Опыты показали, что зависимость интенсивности изнашивания зубчатых колес электросверл от величины нормального усилия в зацеплении (следовательно, и контактного напряжения), а также мощности, затрачиваемой на трение в зацеплении, носит нелинейный характер (рис. 1), при переходе к повышенным нагрузкам износ резко усиливается. Отношение γ/N_3 есть, по существу, энергетический критерий изно-

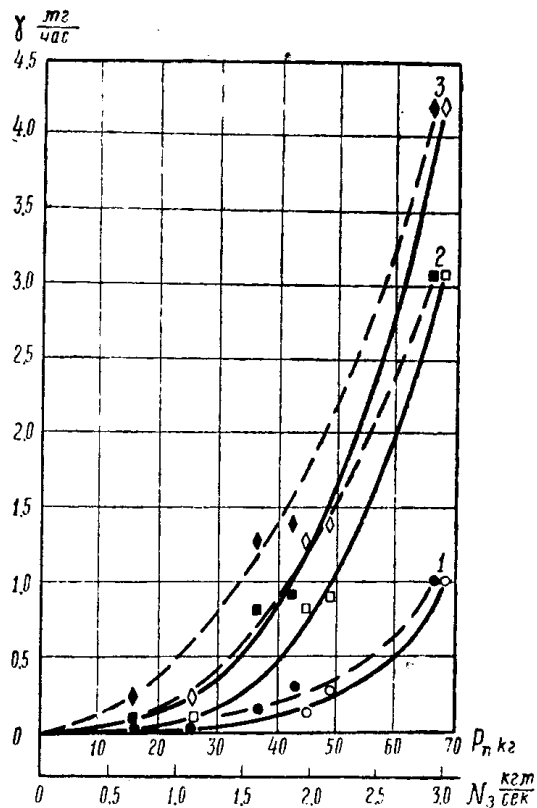


Рис. 1. Графики зависимости интенсивности изнашивания зубчатых колес γ от нормального усилия P_n (сплошные линии) и мощности, затрачиваемой на трение в зацеплении N_3 (пунктирные линии). 1 — период нормального износа шестерни, 2 — период ускоренного износа шестерни, 3 — период нормального износа колеса

са, так как последний представляет собой отношение объема отделившегося материала к работе сил трения [5]. Следовательно, и в нашем случае сохраняется приведенное в работе [5] положение о том, что энергетический критерий износа для данного материала или данной пары не является константой.

Как отмечалось, зубчатые колеса горных электросверл работают с перегрузкой по контактной прочности, то есть именно при повышенных нагрузках. Следовательно, принять для расчета прямо пропорциональную зависимость износа зубьев от величины нагрузки, как это делается, например, в работе [3] применительно к малонагруженным передачам, у которых контактные напряжения значительно меньше предельных по контактной прочности, для редукторов электросверл не представляется возможным, так как это приведет к грубым ошибкам.

Графики зависимости интенсивности изнашивания зубчатых колес от нормального усилия в зацеплении и контактного напряжения для зубчатых пар, подвергнутых испытанию (рис. 2), показывают, что может быть использовано степенное уравнение типа:

$$\gamma = K \cdot P_n^s \quad (3)$$

или

$$\gamma = C \cdot \sigma_k^m \quad (4)$$

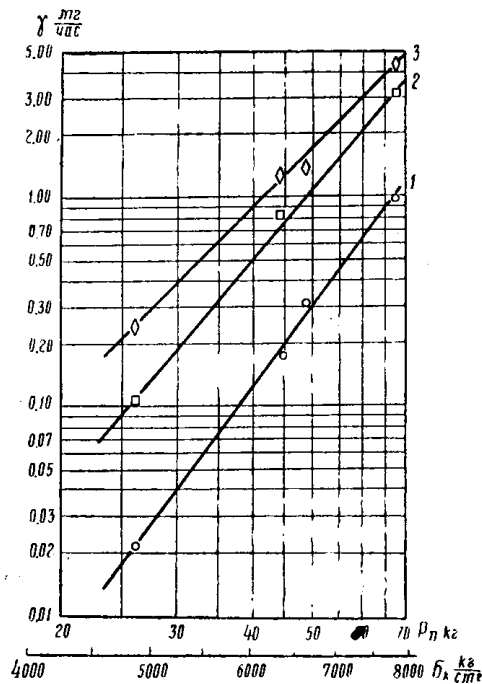


Рис. 2. Графики зависимости интенсивности изнашивания зубчатых колес γ от нормального усилия в зацеплении P_n и контактного напряжения σ_k . Величины σ_k подсчитаны по формуле Герца без учета динамической нагрузки и неравномерности распределения нагрузки вдоль зуба. Цифрами 1, 2, 3 обозначены периоды износа шестерни и колеса, указанные на рис. 1

Согласно уравнениям (3) и (4) для графиков 1, 2 и 3 (рис. 2) имеем соответственно: $s_1=4,00$, $s_2=3,52$, $s_3=2,97$; $K_1=4,68 \cdot 10^{-8}$, $K_2=1,12 \cdot 10^{-6}$, $K_3=1,53 \cdot 10^{-5}$; $m_1=8,00$, $m_2=7,04$, $m_3=5,94$; $C_1=6,76 \cdot 10^{-32}$, $C_2=1,19 \cdot 10^{-27}$, $C_3=3,05 \cdot 10^{-23}$.

Данные графиков рис. 1 и 2 получены из опытов при отсутствии абразива в смазке. Горные электросверла работают в таких условиях,

когда в редукторы может проникать угольная пыль, которая будет являться абразивом, поэтому было проведено дополнительное исследование загрязненности смазки редукторов горных электросверл угольной пылью и влияния последней на износ зубчатых колес.

В результате обследования большого количества электросверл на шахтах комбината «Кузбассуголь» было установлено, что у электросверл старых типов (ЭР-5, ЭР-16, ЭР-15) загрязненность смазки угольной пылью в среднем составляет 6—8%, у электросверл новых типов (ЭР-14Д, ЭР-18Д) вследствие улучшения конструкции уплотнения — 1,5—3%.

Результаты опытов по выявлению влияния содержания угольной пыли в смазке зубчатых колес на их износ представлены на графиках рис. 3. В этих опытах у шестерен (как и у колес) после приработки

наблюдался лишь период равномерного износа (т. е. периоды нормального и ускоренного износа сливались в один непрерывный период). Следует заметить, что и при отсутствии абразива в смазке, при повышенных нагрузках период нормального износа шестерен весьма кратковременный, а основным рабочим периодом является период ускоренного равномерного износа [6].

Из сравнения данных рис. 3 и графиков 2 и 3 рис. 1 и 2 видно, что при содержании в смазке угольной пыли до 4% интенсивность износа увеличивается незначительно. При повышении содержания абразива в смазке интенсивность износа сильно возрастает (рис. 3), при этом коэффициенты пропорциональности K и C и показатели степени s и m в выражениях (3) и (4) будут значительно отличаться от полученных из графиков рис. 1 и 2. Например, решая совместно два уравнения:

$$\gamma_1 = C \cdot \sigma_{k1}^m \quad \text{и} \quad \gamma_2 = C \cdot \sigma_{k2}^m,$$

для $\sigma_{k1} = 6950 \text{ кг/см}^2$, $\sigma_{k2} = 9000 \text{ кг/см}^2$ и соответствующих им на рис. 3 значениях γ_1 и γ_2 , при содержании в смазке 10% угольной пыли, получим для шестерни $C = 2,76 \cdot 10^{-7}$, $m = 1,7$, для колеса $C = 4,76 \cdot 10^{-10}$, $m = 2,3$ (на один зуб).

Итак, можно заключить, что подобно тому, как в любой методике расчета, например [7], степенное уравнение $\sigma_k^x N_u = \text{const}$ используется для определения допускаемого контактного напряжения $[\sigma_k]$ при расчете на долговечность по контактной прочности зубьев, хотя показатель степени x в нем для различных случаев колеблется в очень широких пределах (согласно [7], [8] от $x = 2,8$ до $x = 25$), зависимость (4) может быть использована для определения $[\sigma_k]$ при расчете на долговечность по износу. При этом последний унифицируется с расчетом на контактную прочность аналогично тому, как это делается в методике ЦНИИТМАШа [7] для расчета на засадание. Приняв величину предельного износа зубьев исходя из их изгибной прочности (например, 20% от толщины зуба, измеренной по дуге начальной окружности [9]), имея заданный срок службы передачи, можно определить допустимую скорость изнашивания v . Затем по зависимости (4) определить допускаемое контактное напряжение $[\sigma_k]$. После чего можно пользоваться обычными формулами, применяемыми для расчета на контактную прочность, например, приведенными в [7].

Поскольку при современной конструкции уплотнений и соблюдении правил технической эксплуатации электросверл количество угольной пыли в смазке не превышает 3%, то для зубчатых колес редукторов электросверл можно назначить C и m в выражениях (4), исходя из графиков 2 и 3 рис. 2. Округленно для шестерни $C = 1,2 \cdot 10^{-27}$, $m = 7$; для колеса $C = 3 \cdot 10^{-23}$, $m = 6$. При соответствующем подборе соотношения твердос-

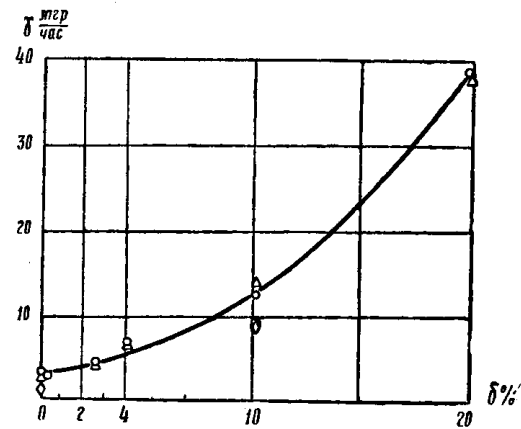


Рис. 3. Изменение интенсивности изнашивания v зубчатых колес горных электросверл в зависимости от содержания угольной пыли в смазке $\delta\%$. \circ , \diamond — шестерня, Δ , \square — колесо.

\circ , Δ — при контактном напряжении $\sigma_k = 9000 \text{ кг/см}^2$; \diamond , \square — при $\sigma_k = 6950 \text{ кг/см}^2$. Величины σ_k подсчитаны по формуле Герца без учета динамической нагрузки и неравномерности распределения нагрузки вдоль зуба

тей рабочих поверхностей зубчатой пары, когда обеспечивается равновеликий износ зубьев шестерни и колеса [6], при подсчете γ на один зуб в среднем можно принимать $C=7 \cdot 10^{-25}$, $m=6$.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. С. Проников. Износ и долговечность станков. Машгиз, М., 1957.
2. К. П. Чудаков. К вопросу расчета сроков службы зубчатых колес, подверженных абразивному изнашиванию. Проблемы качества и прочности зубчатых передач. Сб. 1, ЦБТИ, М., 1961.
3. И. С. Кузьмин. Несущая способность открытых реечных передач. Автореферат канд. диссерт. Л., 1967.
4. Ручные электросверла ЭР-4, ЭР-5, ЭРП-5. Главуглемаш. Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева, Углетехиздат, М., 1956. Ручные электросверла ЭР-15, ЭР-16, ЭРП-20. ТЭМЗ, 1959. Ручные электросверла с дистанционным управлением ЭР-14Д, ЭР-15Д, ЭР-18Д, ЭРП-18Д, ТЭМЗ, 1962.
5. И. В. Крагельский. Трение и износ. Машгиз, М., 1962.
6. В. Т. Горбенко, Ю. С. Семенов, С. И. Шубович. Исследования влияния некоторых технологических факторов и режима нагрузки на износ зубчатых колес редукторов горных электросверл. Изв. ТПИ, т. 147, изд. ТГУ, Томск, 1966.
7. Я. Г. Кистьян. Методика расчета зубчатых передач на прочность. ЦНИИТ-МАШ, кн. 107, Машгиз, М., 1963.
8. Б. С. Ковальский. Главнейшие вопросы операции прочности зубчатых передач. Проблемы качества и прочности зубчатых передач, сб. II, ЦБТИ, М., 1961.
9. И. Ф. Дерюга, Ю. С. Семенов. Упрощенный метод поверочного расчета изношенных зубьев на изгиб. Изв. ТПИ, т. 183, изд. ТГУ, Томск, 1968.