

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ В ПРОЦЕССЕ ИЗНОСА КОЛЕС

С. И. ШУБОВИЧ, И. Г. ВОЛКОВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Исследования износа прямозубых цилиндрических передач [1] показали, что передача сохраняет работоспособность даже при значительном износе зубьев колес. Изгибная прочность зубьев, исследованная рядом авторов в статических условиях, не уменьшается заметно до 20% износа колес. Однако для оценки изгибной прочности изношенных колес в рабочем режиме работы редуктора необходимо выяснить качественную картину динамических процессов в изношенных зацеплениях зубьев и оценить количественно долю динамической составляющей усилия, действующего на зуб. Динамические усилия в прямозубой передаче составляют значительную часть нагрузки, воспринимаемой зубьями при зацеплении. Не подлежит сомнению, что износ, изменяя геометрию профиля зуба, окажет влияние на динамику изношенного зацепления.

С целью выяснения закономерности изменения динамических нагрузок в прямозубой закрытой передаче нами был поставлен опыт по прямому измерению их по мере износа колес.

Методика исследования динамических усилий учитывала влияние только износа. Все другие факторы (скорости, нагрузки, условия смазки и др.) оставались постоянными на протяжении всего опыта. Следует подчеркнуть, что опыт проводился без разборки редуктора. Подробнее методика исследования описана в статье, помещенной в настоящем сборнике.

В описываемом опыте исследованию подвергались экспериментальные колеса со следующими характеристиками:

модуль $m = 5$ мм;

число зубьев $z_1 = 22$, $z_2 = 22$;

угол зацепления $\alpha^\circ = 20^\circ$;

ширина венца $b = 10$ мм;

материал — сталь 45;

твердость 160 HB без термообработки;

точность изготовления ст. 8х по ГОСТ 1643;

чистота поверхности профиля — 6 класс.

Передача работала на износ в закрытом редукторе без абразивной среды при нагрузке, в 2 раза превышающей расчетную по контактной прочности. Расчетная контактная нагрузка определялась по методике В. Н. Кудрявцева [2].

В постановленном опыте редуктор проработал 436 часов, суммарный линейный износ пары исследуемых зубьев достигал в конце опыта 2%.

За этот период произведено 8 измерений износа, динамических усилий и тарирований датчиков.

Кривые износа (рис. 1) имеют типичный характер с четко выраженным периодом приработки и последующим монотонным возрастанием износа с увеличением числа циклов нагружений. Интересно отметить то обстоятельство, что при равных твердостях экспериментальных колес и передаточном числе передачи $i=1$ износ шестерни опережает износ

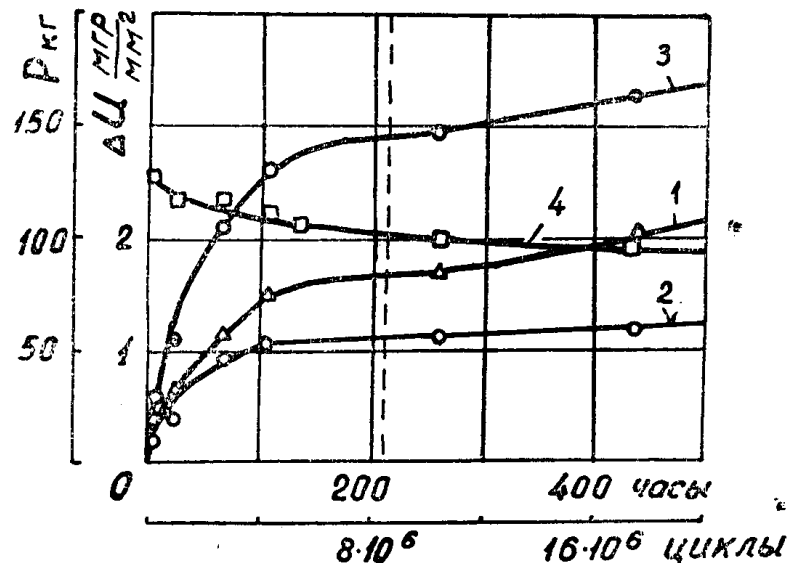


Рис. 1. График износа колес и изменения полного усилия на зуб: 1 — износ ведущего колеса; 2 — износ ведомого колеса; 3 — суммарный износ колес; 4 — полные усилия на исследуемом зубе P

ведомого колеса. Отмеченное явление можно объяснить, если учесть направление касательных сил трения, определяющих износ, на ведомом колесе (направлены всегда в полюсу) и у ведущего колеса (направлены от полюса). При этом возникают присущие только зубчатому зацеплению условия истирания и выноса частиц износа из зоны контакта, более благоприятные для ведущего и худшие для ведомого.

Износ замедляет начало наступления выкрашивания или совсем предотвращает его. Поэтому естественно было ожидать наступления выкрашивания на ведомом колесе. Нами наблюдалось возникновение выкрашивания на зубьях ведомого колеса при $9,07 \cdot 10^6$ циклах нагружений. У ведущего выкрашивание отсутствовало. Заметного возрастания износа после наступления выкрашивания не наблюдалось.

На рис. 1 для наглядности изображена кривая изменения полного максимального усилия на зуб p в функции времени износа. Поскольку изменение этого усилия возможно только за счет ударной нагрузки при постоянном моменте на валах редуктора, то обнаруженная закономерность справедлива и для динамической составляющей усилия.

Основные закономерности изменения динамических усилий в функции относительного суммарного износа ΔU представлены на рис. 2.

В пределах достигнутого в опыте износа колес коэффициент динамичности K_d снизился с 1,73 до 1,38. Усредненное расчетное значение K_d , подсчитанное по методике Петрусевича А. И., для колес данной точности изготовления составляло 1,5. Указанное значение K_d в нашем опыте зафиксировано после приработочного износа. При последующем

монотонном возрастании износа наблюдалась тенденция дальнейшего снижения K_d .

На рис. 1 и 2 вертикальная штриховая линия отмечает наступление выкрашивания на профиле ведомого колеса. Выкрашивание не изменило общей закономерности динамики зацепления и не замедлило темпов снижения K_d по мере износа. Количественная оценка динамической составляющей и полного усилия на зуб в функции износа задана кривыми 2; на рис. 2.

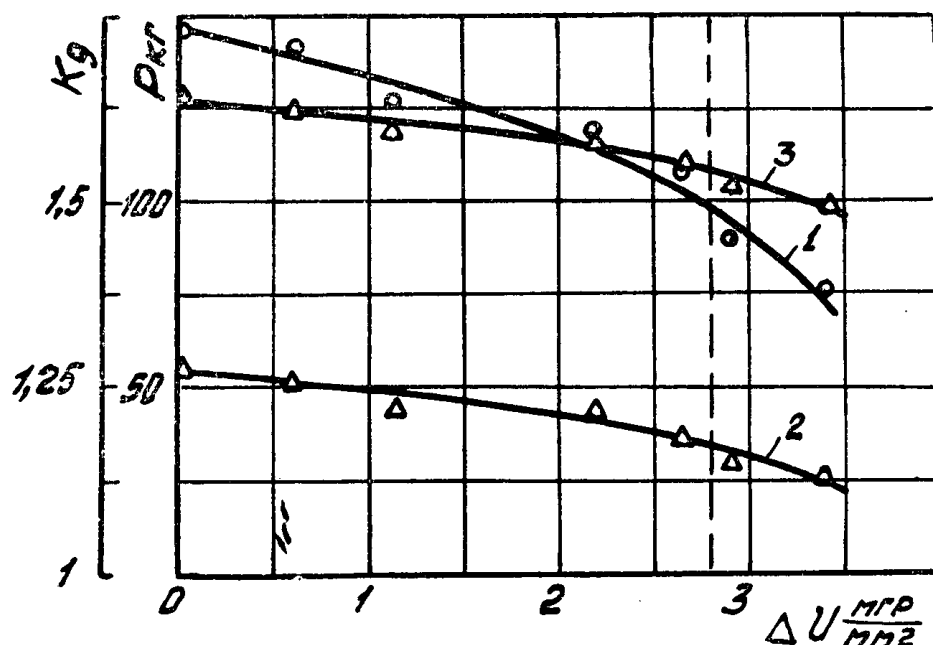


Рис. 2. График изменения P , P_d и K_d в функции суммарного относительного износа пары исследуемых зубьев: 1 — кривая изменения K_d ; 2 — кривая изменения P_d ; 3 — кривая изменения P

Механизм наблюдаемого явления и вытекающих из него закономерностей влияния износа на динамику зацепления нами объясняется следующими причинами. Многими авторами экспериментально показано, что износ сокращает погрешности основного шага зацепления. В периоды пересопряжений ударный характер нагрузки на зуб, вызванный неправильностью зацепления из-за неизбежных погрешностей изготовления, смягчается с уменьшением разности ошибок основных шагов и их абсолютных значений. В промежутках между пересопряжениями поверхности зубьев, истираясь, автоматически приближаются к сопряженным формам профиля, хотя этот профиль вследствие неравномерности по длине рабочего участка профиля постепенно отклоняется от эвольвентного.

Вышеприведенное объяснение справедливо для малого износа колес и если износ не сопровождается заеданием и пластическими деформациями.

При большом износе в связи с сокращением длины зацепления и коэффициента перекрытия картина может стать иной.

Качественная картина протекания динамического процесса зацепления не претерпевала заметных изменений по мере износа. Отмечено незначительное повышение основного фона колебаний нагрузки, что объясняется некоторым сокращением длины зацепления.

В заключение сделаем оценку погрешностей измерений нагрузки на зуб. Если принять в качестве критерия ошибки фазовую погрешность

аппаратуры $\Delta\Phi$, рассматривая ее как меру отклонения реальной фазовой характеристики от линейной, то она может быть подсчитана [3]:

$$\Delta\Phi = \left[\left(1 + \frac{1}{3m_{1:2}^2} + \frac{1}{5m_{1:2}^4} + \dots \right) - 1 \right] 100, \%,$$

здесь

$$m_1 = \frac{f_n}{f_n}; \quad m_2 = \frac{f_w}{f_n},$$

$f_n = 1200$ гц — частота регистрируемого процесса,

$f_w = 5$ кгц — собственная частота шлейфа,

$f_n = 10$ кгц — несущая частота тензостанции.

Имеется в виду, что фазовые искажения сигнала имеют место поэтапно — в тензостанции и на шлейфе. Суммарная ошибка при указанных соотношениях частот $\Delta\Phi = 2,3\%$, т. е. находится в пределах паспортных погрешностей аппаратуры.

Выводы

1. Динамические нагрузки на любой стадии достигнутого в опыте износа не превышали динамических нагрузок, возникающих в зацеплении новых неприработанных колес. Наибольшее снижение K_d наблюдалось в период приработочного износа. По мере монотонного износа коэффициент динамичности уменьшается.

2. При равных твердостях колес и передаточном числе передачи $i=1$ износ ведущего колеса опережает износ ведомого. Это явление обусловлено специфическими условиями износа, присущими только зубчатому зацеплению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. С. Семенов. Исследование износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Сб. «Расчет, конструирование и исследование передач», т. III. Изд. Одесского политехнического института. 1959.

2. В. Н. Кудрявцев. Упрощенные расчеты зубчатых передач. Машгиз. М.—Л. 1960.

3. И. А. Попов. О возможности нелинейных динамических искажений в мостах параметрических датчиков, питаемых током несущей частоты. Сб. «Экспериментальные методы исследования машин». АН СССР. 1954.