

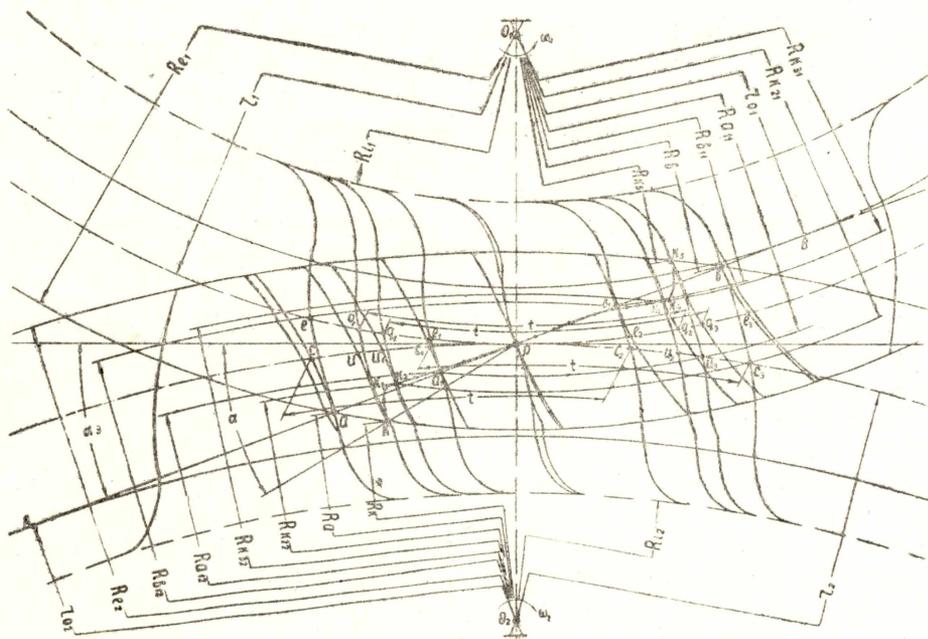
ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРИ ИЗНОСЕ

Ю. С. СЕМЕНОВ

(Представлено научным семинаром кафедры прикладной механики)

На интенсивность износа и контактную прочность зубчатых передач существенное влияние оказывает изменение в процессе износа геометрии профилей зубьев и связанных с ней характеристик зубчатого зацепления.

Ниже приводится анализ изменений параметров зацепления при износе зубчатых колес редукторов горных электросверл ЭР-5, подвергшихся испытанию на износ. Условия проведения испытаний, ме-



Фиг. 1. Зацепление экспериментальных зубчатых колес до износа и после износа.

тодика оценки износа и характеристики экспериментальных зубчатых колес описаны в работе [1].

Испытания [1] показали, что при износе зубчатых колес профили зубьев, как правило, отклоняются от эвольвенты, причем общий ха-

рактер закономерностей этих отклонений сохраняется для всех видов нагрузок и для различных сочетаний твердостей колес и шестерен, наблюдается лишь разница в абсолютной величине износа. При изменении формы профилей зубьев изменяются положения нормалей в отдельных точках кривой профиля. Поэтому угол зацепления α и зависящее от него нормальное усилие в точках контакта взаимодействующих зубьев изменяются по величине в пределах дуги зацепления; линия зацепления из прямой ab превращается в кривую $KK_1K_2PK_3K_4K_5$ (фиг. 1)¹⁾ и, как результат, меняется распределение удельного скольжения и удельной работы трения по профилям этих зубьев.

Как известно, удельное скольжение может быть выражено следующими зависимостями [2]:

$$\lambda_{12} = 1 - \frac{V_{\kappa_2}^t}{V_{\kappa_1}^t}; \quad \lambda_{21} = 1 - \frac{V_{\kappa_1}^t}{V_{\kappa_2}^t},$$

где λ_{12} , λ_{21} — удельные скольжения соответственно на профиле зуба первого и второго колес.

$V_{\kappa_1}^t$, $V_{\kappa_2}^t$ — тангенциальная составляющая скоростей точки касания профиля зуба первого и второго колес.

После некоторых преобразований можно получить:

$$\lambda_{12} = 1 - \frac{r_2 \cdot \sin \alpha \mp x}{r_1 \cdot \sin \alpha \pm x} \cdot \frac{1}{i_{12}}; \quad (1)$$

$$\lambda_{21} = 1 - \frac{r_1 \cdot \sin \alpha \pm x}{r_2 \cdot \sin \alpha \mp x} \cdot i_{12}, \quad (2)$$

где r_1 , r_2 — радиусы начальных окружностей колес,

x — расстояние от точки контакта (K , K_1, \dots, K_5) до полюса зацепления,

α — угол зацепления при положении зубьев в соответствующей точке контакта на линии зацепления,

i_{12} — передаточное число.

В уравнениях (1) и (2) знак плюс соответствует случаю, когда точка контакта лежит на кривой профиля головки зуба; знак минус — на ножке зуба.

На фиг. 1 можно заметить, что при контакте точек, расположенных на одинаковой высоте по профилю изношенного и неизношенного зубьев, расстояния x различны. При угле зацепления α изношенных профилей больше угла зацепления начальных (эвольвентных) профилей α_0 , величина x для изношенных зубьев меньше, а при $\alpha < \alpha_0$ больше соответствующих расстояний эвольвентного зацепления. Принимая во внимание такую зависимость x от α и выражения (1) и (2), легко заключить, что при $\alpha > \alpha_0$ удельное скольжение и связанная с ним удельная работа трения уменьшается, при $\alpha < \alpha_0$ — увеличивается.

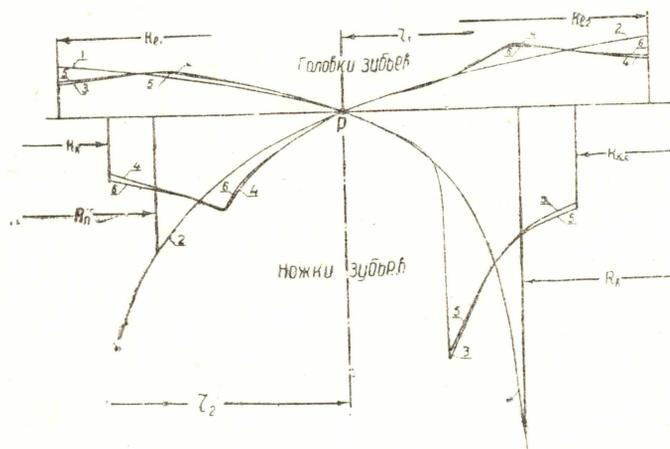
Распределение величин удельного скольжения и удельной работы трения для зацеплений (фиг. 1) показаны на фиг. 2, откуда видно, что при износе происходит перераспределение (по профилю зуба) величин удельного скольжения и удельной работы трения²⁾, причем максимумы их уменьшаются и сдвигаются в сторону полюса зацеп-

1) Кривая $K \dots K_5$ на фиг. 1 построена графически для профилей зубьев изношенных колес. Профили были скопированы с помощью проектора [1].

2) Кривые удельной работы трения на фиг. 2 построены при одинаковых значениях коэффициента трения и без учета одновременного зацепления двух пар зубьев.

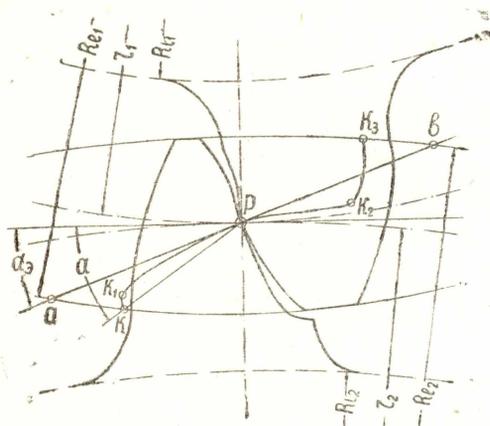
ления. Этим можно объяснить то, что по мере увеличения износа зубьев интенсивность износа головок и ножек уменьшается; в околополюсной же зоне — увеличивается.

Здесь уместно отметить, что указанное выше смещение максимумов удельных скольжений и удельной работы трения может быть настолько большим, что место наиболее интенсивного износа профиля зубьев будет находиться в непосредственной близости к полюсу зацепления. В качестве иллюстрации такого случая может служить



Фиг. 2. Диаграммы распределения величин удельного скольжения и удельной работы трения по высоте зуба. 1 и 2—удельное скольжение и удельная работа трения эвольвентного (неизношенного) зацепления соответственно для первого и второго колес; 3 и 4—удельное скольжение для изношенного зацепления тех же колес; 5 и 6—удельная работа трения для тех же изношенных профилей.

фиг. 3, на которой представлено зацепление сильно изношенных колес. Нетрудно видеть (фиг. 3), что в точке K_2 линии зацепления угол зацепления будет минимальным и, следовательно, удельные скольжения и удельная работа трения для соответствующих точек на профилях зубьев, расположенных в околополюсной зоне профиля, будут максимальными.



Фиг. 3. Зацепление сильно изношенных экспериментальных зубчатых колес.

Таким образом, в отличие от эвольвентного (неизношенного) зацепления, удельное скольжение и удельная работа трения в околополюсной зоне изношенных профилей не близки к нулю, как это отмечается в работе [3], а могут иметь максимальные значения.

По мере износа зубьев изменяются скорости относительного скольжения профилей. Как известно [2], величина

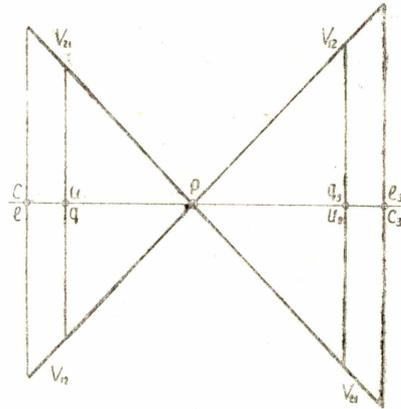
скорости относительного скольжения прямо пропорциональна величине расстояний x от точки касания профилей до полюса зацепления. Используя величины отрезков x (фиг. 1) для неизношенных и изношенных профилей, можно построить диаграммы этих скоростей. На

фиг. 4 показаны такие диаграммы скоростей скольжения в зависимости от положения профилей на дугах начальных окружностей. Из этих диаграмм следует, что по мере износа зубьев снижается максимальное значение скоростей скольжения, что в свою очередь приводит к уменьшению мощности, теряемой на трение в зацеплении N_T .

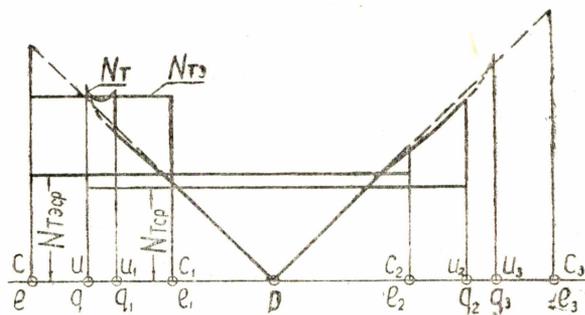
На фиг. 5 представлены диаграммы N_T , построенные по известной методике [4] для исследуемого зацепления при неизменном значении коэффициента трения и с учетом реального коэффициента перекрытия. Как видно из фиг. 5, средняя величина потерь на трение в зацеплении при износе уменьшается и, следовательно, коэффициент полезного действия зацепления увеличивается. Последнее также подтверждается нашими опытами [1].

Наряду с искривлением линии зацепления изменяется длина дуг зацепления и зависящий от нее коэффициент перекрытия. На фиг. 1 видно, что длина дуг зацепления эвольвентного профиля до износа ee_3 и cc_3 , после же износа новая длина дуг зацепления qq_3 и uu_3 составляет уже меньшую величину. Это приводит к уменьшению коэффициента перекрытия. Так, например, зацепление (фиг. 1) до износа имело коэффициент перекрытия $\epsilon_3 = 1,37$, после же износа $\epsilon = 1,07$.

Уменьшение коэффициента перекрытия ведет, как известно, к снижению плавности работы передачи, способствует увеличению динамической нагрузки и усилению шума. Кроме того, уменьшение коэффициента перекрытия ведет к увеличению зоны однопарного зацепления. Так, если в эвольвентном зацеплении (фиг. 1) до износа зона однопарного зацепления на начальных окружностях выражалась ду-



Фиг. 4. Диаграммы скоростей скольжения профилей зубьев зацеплений, представленных на фиг. 1.



Фиг. 5. Диаграммы величин мощности, теряемой на трение в зацеплении: N_{T2} — для зацепления эвольвентных профилей зубьев; N_T — для зацепления изношенных профилей зубьев; $N_{Tср}$ и $N_{Tср}$ — средние значения величин мощности, теряемой на трение в эвольвентном и изношенном зацеплениях.

гами e_1e_2 и c_1c_2 , то после износа она выражена дугами q_1q_2 и u_1u_2 . Соответственно на профилях зубьев зона однопарного зацепления до износа ограничивалась радиусами R_{a11} и R_{b11} для первого колеса и

радиусами R_{a12} и R_{b12} для второго колеса; после же износа — радиусами $R_{к21}$ и $R_{к31}$ для первого колеса и радиусами $R_{к22}$ и $R_{к32}$ для второго колеса.

Уменьшение коэффициента перекрытия, расширение зоны однопарного зацепления, а также увеличение нормального давления взаимодействующих зубьев (а следовательно и силы трения) ведет к расширению зоны минимальной контактной прочности на поверхности зуба. Этим, например, можно объяснить появление выкрашивания на участках профиля зуба отдаленных от полюса [1].

Из проведенного анализа следует, что по мере износа зубьев максимумы удельных скольжений и удельной работы трения уменьшаются и благоприятно перераспределяются, коэффициент полезного действия зацепления увеличивается, а коэффициент перекрытия снижается, что приводит к расширению зоны однопарного зацепления и к распространению области минимальной контактной прочности поверхности зубьев на участки, отдаленные от полюса зацепления (на головки и ножки зубьев).

Поскольку снижение коэффициента перекрытия влечет за собой снижение контактной прочности зубьев и ухудшение условий работы передачи в целом, то в ряде случаев предельно допустимая величина износа зубьев должна ограничиваться минимально допустимой величиной коэффициента перекрытия, а не только минимально допустимой толщиной зубьев по условию изгибной прочности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. С. Семенов. Результаты экспериментального исследования износа зубчатых колес редукторов горных электросверл, Известия ГПИ, том 108, исследование бурильных машин, Металлургиздат, Свердловск, 1959.
2. С. Н. Кожевников. Теория механизмов и машин, Машгиз Киев, 1954.
3. А. Д. Невский. К вопросу об износе зубьев, Научные доклады высшей школы, Машиностроение и приборостроение № 2, 1959.
4. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи, Машгиз, М—Л, 1957.