

О КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ УЧАСТКОВ ПРОФИЛЯ ЗУБА ПРИ ИЗНОСЕ

Ю. С. СЕМЕНОВ, С. И. ШУБОВИЧ

(Представлена научным семинаром кафедр прикладной и теоретической механики)

Известно, что контактная выносливость рабочих поверхностей головок зубьев больше контактной выносливости поверхностей ножек зубьев [1—4]. По этой причине выкрашивание, возникающее первоначально близ полюсной линии, распространяется на поверхности ножек и редко наблюдается на поверхности головок. Более высокая контактная выносливость головок зубьев, получившая название головочного эффекта, может быть использована для повышения нагрузочной способности зубчатой передачи, одно из колес которой имеет относительно низкую твердость. Для этого достаточно выбрать такую коррекцию зацепления, которая обеспечила бы увеличение поверхности головок на колесе меньшей твердости. В работе [2] показано, что использование головочного эффекта в некоторых передачах может обеспечить повышение нагрузочной способности, определяемой из условия сопротивления выкрашиванию, в 2,7 раза. Следует, однако, заметить, что в некоторых передачах при износе профилей зубьев наблюдается снижение контактной выносливости поверхностей головок зубьев по сравнению с их ножками, а поэтому использование головочного эффекта может привести в таких случаях не к повышению, а к понижению несущей способности передачи. Ниже это будет показано на результатах наблюдений за состоянием поверхностей зубьев передачи при износе.

На кафедре прикладной механики Томского политехнического института проводилось экспериментальное исследование износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Поскольку одной из задач этого исследования являлось выяснение, ограничивается ли работоспособность редукторов горных электросверл контактной прочностью зубчатых колес, то в числе опытов были и такие, в которых зубья колес подвергались выкрашиванию не только в околополюсной зоне, но и на других участках их рабочих поверхностей. Настоящая статья ставит целью показать и в какой-то мере объяснить результаты этих опытов.

Условия проведения испытаний ранее опубликованы [5], поэтому здесь лишь кратко остановимся на них. Испытания проводились на замкнутой установке. Объектом испытаний был прямозубый двухступенчатый редуктор горного электросверла ЭР-5. Зубчатые колеса были изготовлены с зубьями нормального эвольвентного профиля без отделочных операций, шестерни из стали 20Х с последующей цементацией и закалкой, колеса — из стали 40Х с последующей закалкой. Чистота поверхностей зубьев до испытания соответствовала 6 классу по ГОСТ 2789-59.

Основная часть испытаний проводилась при двух группах соотношения твердости шестерни и колеса: 1. Оптимальное соотношение твердости, при котором износ на один зуб у шестерни и колеса близок и общая величина износа сравнительно невелика. Эта группа имела: твердость шестерни $HRC=55-60$; колеса $HRC=40-45$; числа зубьев $z_1=14$, $z_2=46$; модуль зацепления $m=1,5$ мм; окружную скорость $v=3,03$ м/сек. 2. Большая разность твердости, при которой износ зуба колеса был в десятки раз больше износа зуба шестерни. Эта группа имела: твердость шестерни $HRC=55-60$; колеса $HRC=30-35$; $z_1=17$, $z_2=28$, $m=2$ мм, $v=1,49$ м/сек.

Испытания проводились как при постоянных нагрузках, различных по величине, так и при резкопеременных нагрузках. В том и другом случаях в этих опытах, судя по кривым износа, имели место два периода износа: период приработки и период равномерного (монотонного) износа [5], несмотря на то, что во втором периоде износу сопутствовало выкрашивание рабочих поверхностей. Выкрашивание первоначально возникало в околополюсной зоне, а затем, в зависимости от нагрузки передачи, либо ограничивалось на поверхности околополюсной зоны, либо распространялось на головки зубьев ведущих колес ускоряющей передачи (рис. 1, а и 2, а) и на ножки зубьев ведомых колес замедляющей передачи (рис. 1, б и 2, б). Поверхности зубьев шестерен в передачах с большой разностью твердостей вообще не выкрашивались, а в передачах с оптимальным соотношением твердостей выкрашивались лишь в околополюсной зоне. Таким образом, результаты опытов [5] показывают, что не всегда и не при всех условиях работы зубчатой передачи головки зубьев обладают большей сопротивляемостью выкрашиванию, чем ножки. В известных нам работах не отмечается, что контактная выносливость головок зубьев зависит от того, является ли это колесо ведущим или ведомым.

Выкрашивание головок зубьев ведущих и ножек зубьев ведомых колес может быть объяснено, по нашему мнению, различной интенсивностью износа рабочих поверхностей ведущих и ведомых колес и закономерностями изменения геометрии профилей зубьев при износе.

Профессор А. И. Петрусевич в работе [3] отмечает, что ухудшение условий для образования масляной пленки в зоне контакта зубьев вызывает некоторый износ поверхности, который при отсутствии заедания препятствует выкрашиванию. В момент зацепления ножки зуба ведущего колеса с головкой зуба ведомого колеса условия для образования масляной пленки хуже, чем в момент зацепления головки зуба ведущего колеса с ножкой зуба ведомого колеса [8] и, следовательно, головки зубьев ведущего колеса должны обладать меньшим сопротивлением выкрашиванию, чем головки зубьев ведомого колеса. Это объяснение было бы достаточно, если бы максимальная величина износа имела место на зубьях ведущего колеса на ножке, а на зубьях ведомого колеса на головке. Наши опыты показывают, что у ведущего и у ведомого колес ножки зубьев изнашиваются больше, чем головки. Следовательно, большую сопротивляемость выкрашиванию какой-либо поверхности нельзя объяснить только износом этой поверхности. По нашему мнению, контактная выносливость той или иной поверхности зуба зависит также от интенсивности износа сопряженной поверхности зуба парного колеса.

В работах [6, 7] показано, что закономерности изменения геометрической формы профилей зубьев при износе таковы, что поверхности ножек зубьев подвергаются наибольшему износу, и на этом участке возникает вогнутость. Так как кривые профилей взаимодействующих зубьев являются сопряженными кривыми, то на головках зубьев, вступающих в контакт с вогнутым профилем ножек зубьев парного колеса,

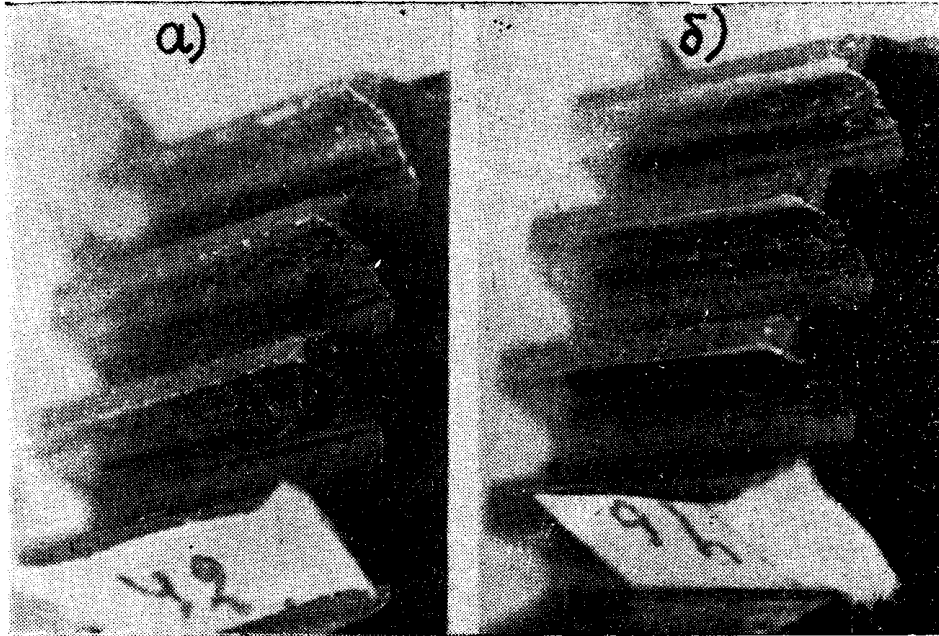


Рис. 1. Колеса первой группы: а) ведущее, б) ведомое. Нагрузка постоянная, контактное напряжение*) $\sigma_k = 80 \text{ кг/мм}^2$.

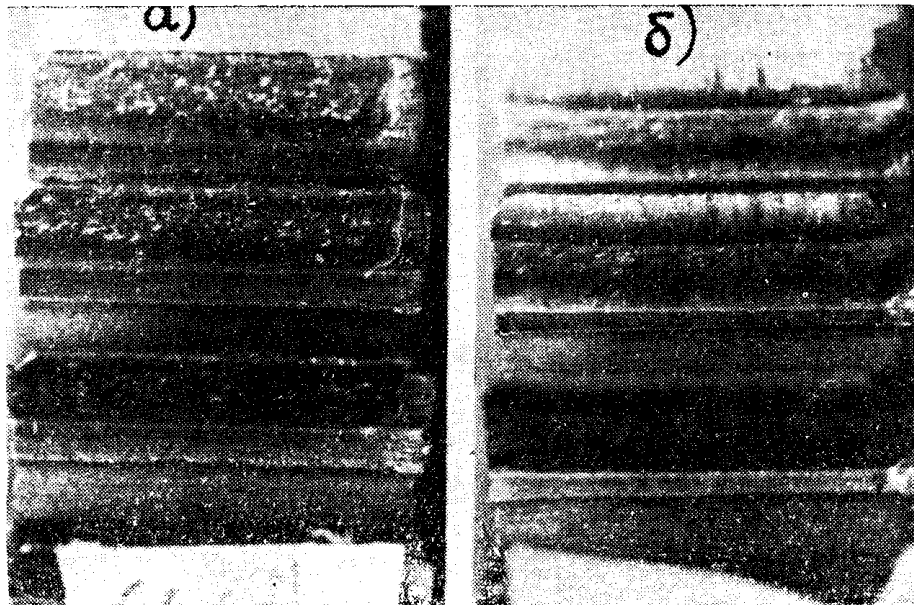


Рис. 2. Колеса второй группы: а) ведущее, б) ведомое. Нагрузка постоянная $\sigma_k = 104 \text{ кг/мм}^2$.



Рис. 3. Колесо первой группы, ведущее.
Нагрузка резко переменная от $\sigma_k = 48 \text{ кг/мм}^2$
до $\sigma_k = 80 \text{ кг/мм}^2$.

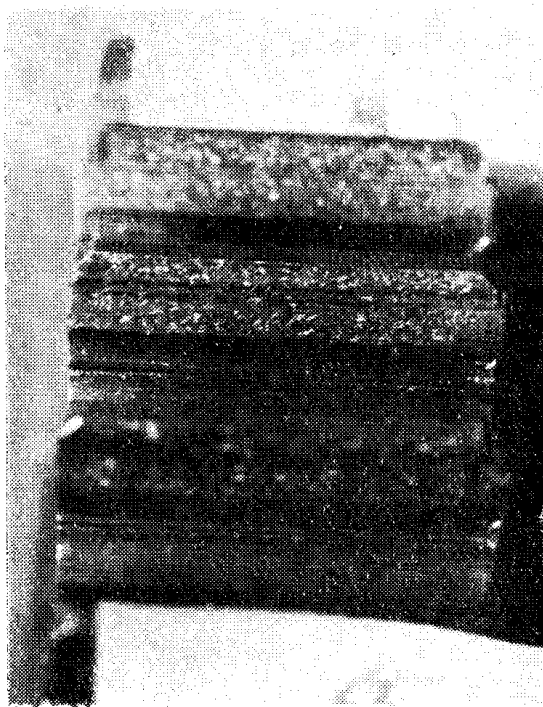


Рис. 4. Колесо второй группы, ведущее.
Нагрузка резко переменная от $\sigma_k = 61 \text{ кг/мм}^2$
до $\sigma_k = 104 \text{ кг/мм}^2$.

образуются выпуклости. Поскольку определяющей поверхностью является вогнутый профиль ножки зуба, а условия для образования масляной пленки в начале зацепления хуже, чем в конце зацепления пары зубьев [8], то впадина на ножке зуба ведущего колеса всегда больше, чем у ведомого, и, наоборот, выпуклость на головке зуба ведущего колеса всегда меньше, чем у ведомого колеса.

Учитывая, что прогрессивное выкрашивание наступает прежде всего там, где меньше возможность износа, а также то, что последняя определяется степенью износа ножек зубьев, заключаем, что возможность внедрения головки зуба ведущего зубчатого колеса в ножку зуба ведомого меньше, чем головки зуба ведомого зубчатого колеса в ножку зуба ведущего. Поэтому в наших опытах на ведущем колесе вслед за выкрашиванием околополюсной зоны выкрашивались головки зубьев, а на ведомом — ножки зубьев. Степень выкрашивания определяется соотношением величин износа зубьев зубчатой пары. Как отмечалось выше, при оптимальном соотношении твердости износ на один зуб у шестерни и колеса близок по величине. Поскольку при этом степень износа ножки зуба ведомой шестерни, ускоряющей передачи, сопоставима со степенью износа ножки зуба ведомого колеса замедляющей передачи, то и наблюдаемая степень выкрашивания головки зуба ведущего колеса здесь близка к степени выкрашивания ножки зуба ведомого колеса (рис. 1).

При большой разности в твердости сопряженных зубьев разница в величинах износа шестерен и колес очень велика, поэтому и после приработки ножка зуба ведомого колеса изнашивается интенсивнее ножки зуба ведомой шестерни. Этим и объясняется, что при весьма сильном выкрашивании головки зуба ведущего колеса выкрашивание ножки зуба ведомого колеса едва заметно (рис. 2). Следует отметить, что и повреждения выкрашиванием околополюсной зоны ведомого колеса в этом случае выражены слабо. Последнее, видимо, объясняется наволакиванием материала в околополюсную зону ведомых колес аналогично тому, что отмечалось Г. К. Трубиным [4].

Описанные явления наблюдаются как при постоянной, так и при резко переменной нагрузке. На рис. 3 и 4 представлены зубья ведущих колес первой и второй групп, работавшие при резко переменной нагрузке.

Как видно из рис. 3 и 4, при резко переменной нагрузке выкрашивание как в околополюсной зоне, так и на головках зубьев выражено даже более ярко, чем при постоянной нагрузке. Участки же поверхности ножек зубьев, удаленные от полюса, не выкрашивались, как и при постоянной нагрузке у ведущих колес.

Итак, можно заключить, что поскольку головки зубьев не во всех условиях работы передачи обладают большей сопротивляемостью выкрашиванию, чем ножки, то использование головочного эффекта при наличии износа зубьев в замедляющей передаче будет повышать, а в ускоряющей же передаче, наоборот, понижать ее нагрузочную способность.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи. Машгиз, М.—Л., 1957.
2. И. М. Килимов. Расчет зубчатых передач с перепадом твердостей рабочих поверхностей зубьев. Сб. трудов ЛМИ, № 15, Ленинград, 1960.
3. А. И. Петрусевич. Роль гидродинамической масляной пленки в стойкости и долговечности поверхностей контакта деталей машин. Вестник машиностроения, № 1, 1963.
4. Г. К. Трубин. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен. Машгиз, М., 1950.
5. Ю. С. Семенов. Исследование износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Труды конференции по вопросам расчета, конструирования и исследова-

ний зубчатых передач и передач гибкой связью 1957 г., т. III, изд. Одесского политехнического института, 1959.

6. Ю. С. Семенов. Некоторые закономерности износа зубчатых колес. Известия ТПИ, т. 96, ч. 2, изд. Томского университета, Томск, 1961.

7. Ю. С. Семенов. Изменение параметров зубчатого зацепления при износе. Известия ТПИ, т. 96, ч. 2, изд. Томского университета, Томск, 1961.

8. Я. Г. Кистьян. Экспериментальное исследование процесса заедания поверхностей зубьев прямозубых колес. Труды конференции по вопросам расчета, конструирования и исследований зубчатых передач и передач гибкой связью 1957 г., т. III, изд. Одесского политехнического института, 1959.
