

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДЕЙ
ВЫКРАШИВАНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ
КОСОЗУБЫХ КОЛЕС**

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Выявление несущей способности зубчатых передач связано с принятием определенного критерия, оценивающего прочность рабочих поверхностей зубьев. Среди большого числа предлагаемых исследователями критериев (шумность, изменение КПД и шероховатости поверхности и т. п.) наиболее определенным является принятие некоторой степени поражения рабочих поверхностей зубьев выкрашиванием.

В настоящее время большинство различных исследователей считает возможным определять нагрузочную способность передач, исходя из допущения выкрашивания (необходимо заметить, что признание возможности нормальной работы косозубых передач с определенной степенью выкрашивания является весьма важным). Дело в том, что отрицание этого факта резко понизило бы нагрузочную способность косозубых колес. Основанием для этого могут служить следующие положения проф. В. Н. Кудрявцева.

В околополюсной зоне прямозубой передачи действительная длина контактной линии равна ширине зубчатого венца (т. е. в работе при этом находится одна пара зубьев). В косозубой же передаче контактные линии расположены на поверхностях зубьев наклонно к образующей основного цилиндра. Поэтому (при $\frac{B}{t_a} = 1$ и более) в зацеплении теоретически находится не менее двух пар зубьев. Общая нагрузка, передаваемая зацеплением, распределяется между головкой и ножкой соответственно длине контактных линий, проходящих по головке и ножке зуба.

Вследствие неизбежных погрешностей изготовления, присущих и довольно точным передачам, в первоначальный период времени на некоторых участках рабочих поверхностей зубьев контакт может отсутствовать и, следовательно, удельные нагрузки могут оказаться больше тех, на которые рассчитана передача. Эти повышенные нагрузки и вызывают выкрашивание в зубчатой передаче, которое быстро прекратится вследствие приработки пары и перераспределения давления по контактными линиям.

Такое выкрашивание ножек, как более слабых элементов, может произойти при нагрузках, вполне допустимых для прямозубой передачи. Если, как это было указано выше, признать критерием неработоспособности появление выкрашивания, то такую передачу можно считать вышедшей из строя, и в этом смысле по нагрузочной способности она была бы равноценна, или даже хуже прямозубой передачи. Однако даль-

нейшее повышение нагрузки не вызовет увеличения выкрашивания. Более того, непрогрессивное выкрашивание ножки зуба, которое будет происходить при еще большей нагрузке, также не выводит эту передачу из строя.

Длительный опыт эксплуатации зубчатых передач (прямозубых, косозубых и шевронных), а также наблюдения за редукторами на УЗТМ и на подъемных машинах шахт Кузбасса (последнее проведено нами в конце 50-годов) подтверждают справедливость высказанного выше мнения: зубчатые колеса, подверженные усталостному выкрашиванию, продолжают работать весьма длительное время.

Однако мнения исследователей расходятся, когда речь идет о конкретизации критерия, связанного с поражением рабочих поверхностей зубьев (о степени этого поражения). Одни связывают выход из строя колеса с определенной площадью поражения рабочей поверхности, другие с количеством ямок, появляющихся на ней, третьи с числом зубьев, охваченных выкрашиванием.

А. И. Белянин [3] в процессе проведения эксперимента производил сравнение состояний рабочих поверхностей зубьев опытного колеса с состоянием эталонного колеса, ножки зубьев которого были поражены питтингом на 30%. Опыт заканчивался тогда, когда подобной же степенью выкрашивания было охвачено минимум 70% всех зубьев. Упомянутый критерий был одинаков как для прямозубых, так и для косозубых колес.

В. Калькерт [9] измерял носительную площадь боковой поверхности (V_G), поврежденной питтингом:

$$V_G = \frac{\text{площадь, покрытая раковинами}}{\text{общая (активная) площадь контакта}} \cdot 100\%.$$

Замеры площади выполнялись с помощью измерительной лупы 25-кратного увеличения с решетчатой шкалой. В качестве величины допустимого выкрашивания было принято значение $V_G = 0,6\%$ (при различных удельных давлениях).

Г. Ниман и В. Рихтер [10, 11] для всех испытанных зубчатых передач за допустимую величину выкрашивания принимают значение

$$G = G_1 + G_2 = 2\%,$$

где $G_1 = \frac{F_{G_1}}{F_{A_1}} \cdot 100\%$ и $G_2 = \frac{F_{G_2}}{F_{A_2}} \cdot 100\%$,

В последних выражениях:

F_{G_1} и F_{G_2} — площадь раковин на рабочих поверхностях зубьев шестерни и колеса соответственно;

F_{A_1} и F_{A_2} — общая площадь рабочих поверхностей соответственно шестерни и колеса.

Площади F_G и F_A при значительном числе зубьев определялись не менее, чем на 30 зубьях, а при малом — с учетом всех зубьев. Указанный критерий усталости принимался авторами при испытании и прямозубых, и косозубых колес.

Я. Г. Кистьян считает, что в косозубых передачах из улучшенных сталей при малой разности в твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса можно допускать лишь непрогрессивное усталостное выкрашивание ножек зубьев у одного из двух зубчатых колес.

В качестве критерия усталости в работе [5] принималось повреждение 5—6 ямками выкрашивания поверхности зуба, если при этом выкрашивание охватывало не менее трех четвертей зубьев испытуемого колеса.

Давидсон и Ку [8] определяли и фиксировали появление питтинга на 1 зубе, 3-х зубьях и на 50% от общего числа зубьев ($Z=28$). В качестве критерия было принято появление выкрашивания на 3-х любых зубьях (при условии, если они не были рядом).

Автор работы [7], считал критерием достижения предела усталостного выкрашивания наличие не менее 10 крупных или 20 мелких раковин, равномерно распределенных по всей длине зуба. В качестве основного показателя работы передачи (прямозубой и косозубой) ниже или выше предела усталости принималось отсутствие или наличие прогрессирующего выкрашивания на рабочих поверхностях зубьев колес.

При этом считалось, что разрушение поверхности зуба по всей длине околополюсной зоны говорило о том, что данная передача работает при нагрузке, превышающей предел усталостного выкрашивания.

В работе [6] при испытании косозубых зубчатых передач устанавливался критерий усталости, который фиксировал не факт наличия усталостного выкрашивания на одном из зубчатых колес, а появление ямок выкрашивания как на ножке, так и на головке зуба или же на ножках обоих сопряженных колес.

Анализ рассмотренных критериев выносливости показывает, что все они в определенной степени носят условный характер по двум причинам: субъективность выбранного критерия и возможная точность его фиксации. Это приводит к тому, что величина допустимого поражения раковинами

лежит в интервале от 0,6 [9] до 10÷25% [4, 6] от общей площади рабочих поверхностей, что затрудняет сравнение несущей способности зубчатых передач.

В процессе проведения наших экспериментов в лаборатории зубчатых передач (ЛЗП) [1], объективно фиксировалось состояние рабочих поверхностей зубьев, начиная от первых ямок до поражения поверхностей при предельных нагрузках [2].

Таким образом, все развитие процесса выкрашивания находилось под постоянным контролем. В конце испытания делался вывод о наличии или отсутствии прогрессирующего выкрашивания поверхностей зубьев (развитие процесса выкрашивания на зубьях, имевших по ширине концентрацию нагрузки, во внимание не принималось).

Как указывалось выше, оценка принятых критериев выкрашивания (площадей выкрашивания) различными исследователями производилась либо с помощью луп многократного увеличения с решетчатой шкалой [9], либо на глаз, например, сравнивая с определяющим эталонным колесом [3].

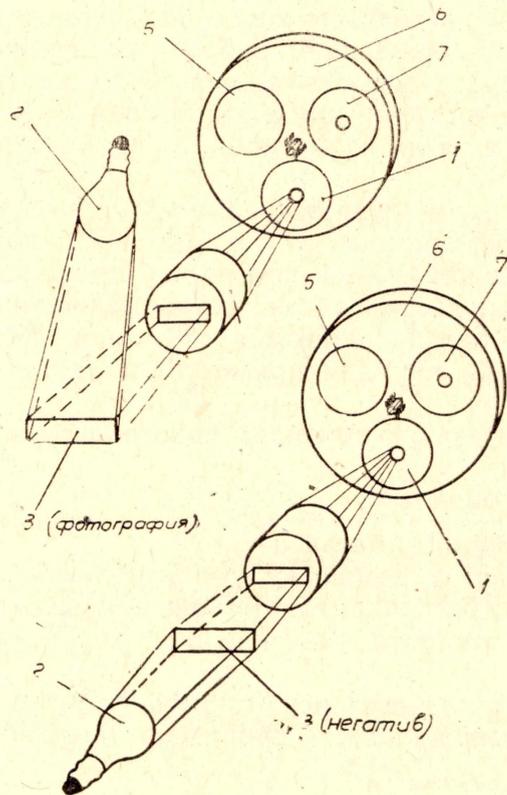


Рис. 1. Принципиальная схема прибора для определения площадей выкрашивания

Эти способы определения абсолютных площадей выкрашивания являются в значительной степени субъективными и трудоемкими, а также (и это является главным) дают многократную ошибку, не отвечая современным требованиям точности измерения.

Используя метод снятия слепков с помощью липкой ленты, накладываемой на закопченную поверхность (предложен Г. Ниманом), мы оценивали как абсолютную, так и относительную степень выкрашивания рабочих поверхностей зубьев с помощью созданного в ЛЗП прибора (рис. 1)*.

Устройство прибора основано на замере величины электрического сигнала от фотоэлемента электроизмерительными приборами. Электрический ток в фотоэлементе (1) возникает под действием светового луча стабилизированного источника света (2), проходящего через негатив (3) или отражающегося от фотографии (3), полученной со слепка зуба. Слепок зуба получается наложением прозрачной или белой липкой ленты на закопченную поверхность зуба, в результате чего сажа, расположенная в углублениях мест выкрашивания, на ленту не налипает. Для фокусировки изображения перед фотоэлементом устанавливается объектив [4]. Резкость изображения проверяется на матовом стекле (5), которое при помощи специального поворотного устройства (6) устанавливается

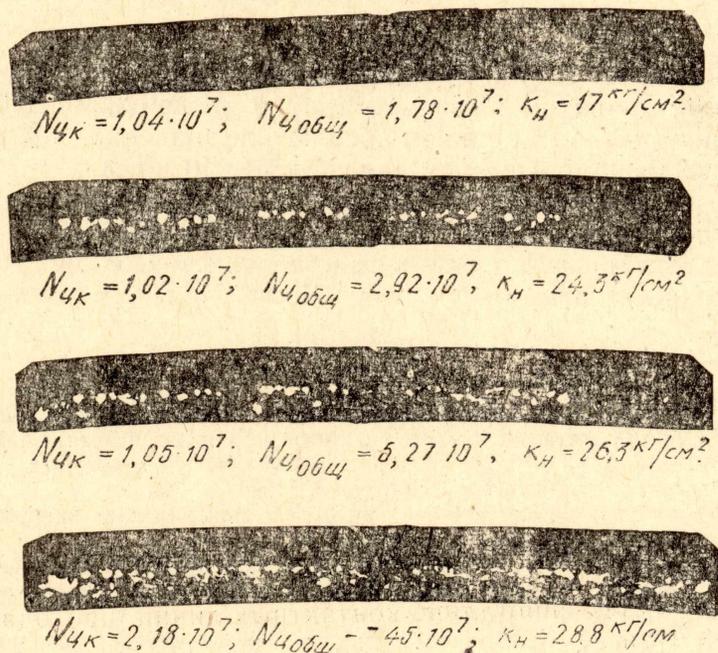


Рис. 2. Слепки, снятые с зубьев при различных стадиях разрушения их рабочих поверхностей. $N_{чк}$ — число циклов перемен напряжений колеса; $N_{чобщ}$ — общее число циклов перемен напряжений; K_n — коэффициент несущей способности зубчатых передач

ливаются на место фотоэлемента. На этом же поворотном устройстве располагается контрольный фотоэлемент (7), который служит для контроля стабильности показаний рабочего фотоэлемента и постоянства яркости источника света (2).

Градуирование электроизмерительного прибора (микроамперметра) и построение тарировочной кривой производили, используя фотографии или негативы с заведомо известными площадями выкрашивания,

* Прибор создан И. М. Килимовым, В. Л. Левановым, Г. В. Ефимовым.

от которых отражается или проходит стабилизированный луч света. Для этой цели с фотоэлемента (1) при помощи микроамперметра снимается отсчет, соответствующий данной абсолютной или относительной известной площади выкрашивания. Шкала электроизмерительного прибора отградуирована как в абсолютных, так и в относительных площадях.

С помощью описанного выше прибора была проведена обработка снятых слепков (при скоростях 20 и 40 м/сек на зубчатых передачах с модулем 2,5 мм).

На рис. 2 показаны фотооттиски слепков поверхности нового зуба и слепки того же зуба с постепенно усиливающейся степенью поражения рабочей поверхности, вызванной все возрастающей нагрузкой. (Результаты обработки площадей приведены в таблице 1).

Т а б л и ц а 1

| | Окружная скорость, м/сек | | | | | | | |
|--|--------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 20 | | | | 40 | | | |
| | Индексы слепков | | | | | | | |
| Абсолютная площадь выкраши- вания $S_{\text{выкр}} \%$ | 1-1-1 | 2-1-1 | 1-2-2 | 2-2-2 | 2-2-1 | 1-2-1 | 2-1-2 | 2-2-1 |
| | 7,86 | 6,72 | 7,85 | 7,05 | 6,92 | 7,44 | 13,2 | 10,5 |

Как следует из таблицы, значение площадей, охваченных выкрашиванием, при принятом нами критерии и предельной нагрузке колеблется в пределах 6—15%, причем абсолютное значение в % при 20 м/сек в среднем в 1,3 раза меньше, чем при скорости 40 м/сек.

Считая эти результаты далеко не исчерпывающими, можно однако заметить, что принятый в работах [9, 10, 11] критерий усталостного выкрашивания, связанный с поражением рабочих поверхностей зубьев, значительно занижает нагрузочную способность зубчатых передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Беляев. О контактной выносливости зубьев при различных скоростях НИИинформтяжмаш. Сборник докладов на конференции в г. Саратове, М., 1967.
2. А. Е. Беляев. К выбору критерия выносливости косозубых передач, работающих при высоких скоростях. Изв. ТПИ, № 188, 1974.
3. А. И. Белянин. Исследование факторов, влияющих на нагрузочную способность зубчатых передач, ЛКВВИА им. Можайского, Л., 1957.
4. В. Н. Кудрявцев, И. М. Килимов. К вопросу об оценке несущей способности зубчатых передач, лимитируемой сопротивлением усталостному выкрашиванию, Сборник трудов ЛМИ, № 34, 1963.
5. В. П. Мурашко, К. И. Заблонский. Контактная выносливость тяжело-нагруженных зубчатых колес при ступенчатом режиме нагружения, Изд. ОПИ, Ш., 1959.
6. З. Н. Павлов. Влияние твердости зубьев сопряженных колес на нагрузочную способность передачи, изд. ОПИ, 1, 1959.
7. Г. К. Трубин. Контактная усталость материалов для зубчатых колес, Машгиз, 1962.
8. T. F. Davidson, P. M. Ku. Lubrication Science and Technology, vol. 7, No. 1, 1961.
9. W. T. Kalkert. Industrie Anzeiger, No 19, III, 1961.
10. G. Niemann, W. Richter. Konstruktion, Heft 6, Juni, 1960.
11. W. Richter. Konstruktion, Heft 5, Maj, 1960.