

К ВЫБОРУ КРИТЕРИЯ ВЫНОСЛИВОСТИ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ ВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Для экспериментального определения несущей способности передач необходимо принятие определенного критерия, с помощью которого оценивалась бы величина либо допустимой, либо предельной нагрузки, лимитируемой прочностью рабочих поверхностей зубьев.

Существующие в технической литературе способы определения критерия повреждения поверхности, которые явились бы наиболее приемлемыми при испытаниях для получения сравнимых величин сопротивления разрушению поверхности, весьма разнообразны.

Известно [6], что попытки зафиксировать момент наступления опасных форм усталостного разрушения рабочих поверхностей зубьев по шумовым характеристикам или по изменению коэффициента полезного действия в зацеплении даже при низких скоростях ($2 \div 15 \text{ м/сек}$) не увенчались успехом: в широком диапазоне изменения состояния рабочих поверхностей зубьев (от микроскопического питтинга до поражения всей ножки) упомянутые характеристики оставались неизменными. Указанное обстоятельство может быть объяснено, очевидно, двумя причинами: либо эти характеристики вообще мало изменяются при подобных поражениях рабочей поверхности зубьев, либо аппаратура, с помощью которой производились замеры, не улавливала небольшие изменения шума.

Применительно к испытаниям высокоскоростных передач использование указанных выше критериев является неприемлемым также и по следующей причине. Запись повышенного шума при сильном поражении (разумеется, при нагрузках, далеко превышающих предельные) неприемлема для ответственных высокоскоростных зубчатых передач, поскольку нам необходимо в первую очередь зафиксировать допустимые или в крайнем случае предельные нагрузки.

Таким образом, принятие указанных выше критериев, позволяющих оценить различные стадии усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, не представляется возможным как для тихоходных, так и для быстроходных передач.

Были предложены и другие критерии повреждения поверхности деталей [10]: изменение веса детали, происходящее в результате повреждения поверхности при эксперименте, и измерение шероховатости поверхности детали. В первом случае допустимый процент уменьшения веса (определяемый непосредственным взвешиванием до и после экспе-

римента) является для этого способа критерием повреждения поверхности. Однако для зубчатых передач сравнительно больших габаритов ($d_0 = 300$ мм) определение степени износа подобным методом не представляется возможным по трем причинам: изменение в весе при испытании незначительно по сравнению с весом детали, точное взвешивание возможно только у деталей с малым весом и, наконец, взвешивание испытуемого зубчатого колеса предусматривает снятие его со станда, что неприемлемо по соображениям достоверности получаемых результатов и по соображениям эксплуатационного порядка.

Широкое же применение второго критерия, несмотря на прогресс в технике измерения шероховатости, ограничивается тем, что при испытании зубчатых пар на контактную прочность происходят иногда слишком резкие изменения в шероховатости поверхности из-за удаления сравнительно больших частиц металла. Таким образом, и эти критерии при определении контактной прочности зубчатых передач оказываются неприемлемыми.

В связи с этим становится понятным стремление ряда исследователей принять за критерий усталости некоторую степень поражения рабочих поверхностей зубьев выкрашиванием.

Опыт эксплуатации зубчатых передач убедительно показывает, что весьма распространенное в прошлом и еще бытующее в настоящее время мнение о недопустимости любого выкрашивания (для передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев $HV \leq 350$) является неправильным.

Это подтверждается следующими примерами. Обследования редукторов и валковых шестерен прокатных станков, проведенные работниками ЦНИИТМАШа в 1949—1950 гг. на заводах Запорожсталь, УЗТМ, МШЗ и др., показали, что зубчатые колеса, подверженные интенсивному усталостному выкрашиванию, продолжают работать годами и даже десятилетиями. При этом поверхности парных зубьев, если предел выносливости для них не превзойден, как правило, не реагируют на повреждение сопряженных с ними зубьев и остаются чистыми.

К подобным же выводам пришли работники Томского политехнического института, проводившие ревизии подъемных машин на 25 шахтах Кузбасса, где иностранными фирмами в 30-х годах были установлены редукторы, работающие по сей день [1].

Наблюдения за работой зубчатых передач [1, 5] показывают, что ограниченное выкрашивание не снижает эксплуатационных показателей передачи и в целом ряде случаев играет ту же положительную роль, что и приработочный износ, так как способствует более благоприятному распределению нагрузки среди контактных линий и тем самым улучшает условия работы передачи.

Таким образом, можно считать установленным, что в настоящее время большинство исследователей допускает возможность нормальной работы зубчатых передач при некотором поражении рабочей поверхности зубьев выкрашиванием.

Однако вопрос о степени поражения рабочей поверхности является весьма сложным, причем различные авторы за критерий усталости принимают различную степень поражения выкрашиванием рабочих поверхностей зубьев. Эти критерии выносливости можно разделить на две группы. Одна из них связывает достижение контактной усталости с количеством раковин на рабочей поверхности зуба (Трубин, Мурашко, Заблонский, Павлов, Степанов, Белянин, Ниман, Калькерт) или с числом зубьев, пораженных выкрашиванием (Давидсон и Ку). Очевидно, что эти критерии носят условный характер, а их надежность вызовет

определенные сомнения. Так, считая правильным выбор Г. К. Трубиным [7] основного показателя работы передачи, нельзя согласиться с предложенным им критерием выносливости.

Р. Джонсон и С. Крэйл [11], ссылаясь на стандарт № 11002 «Износ и разрушение зубьев шестерен», опубликованный Американской ассоциацией изготовителей зубчатых колес, считают, что появление цепочки мелких ямок вдоль делительной окружности косозубых колес (даже сразу после начала их работы) представляет собой нормальное явление. Подобного мнения придерживаются и авторы работ [4, 5, 6, 9, 10].

По данным работы [13], согласно американским стандартам, за критерий выносливости рабочих поверхностей зубьев принимается поражение зуба тремя раковинами, каждая из которых имеет площадь, не превышающую 0,001 квадратных дюйма (0,025 см²). Несостоятельность подобного критерия становится очевидной, если сравнить две зубчатые передачи: первая с $m_n = 1$ мм и $b = 8$ мм и вторая с $m_n = 10$ мм и $b = 80$ мм.

Это заставило автора работы [13] предложить следующий критерий повреждений рабочих поверхностей зубьев $S = \sum_{i=1}^n x_i / b$,

где

x_i — линейный размер ямки выкрашивания (рис. 1);
 b — рабочая ширина зубчатого венца.

При суммировании размеров X учитываются все ямки выкрашивания. В качестве показателя предельного поражения поверхности была принята величина S_{\max} . Автор считает эту величину возрастающей функцией количества циклов перемен нагрузок, причем $S_{\max} \leq 1$. На основании ряда исследований автора им была предложена $S_{\max} = 0,2$. Эта группа критериев выносливости неприемлема и по следующим соображениям.

Известно, что выкрашивание даже в передачах, изготовленных с высокой степенью точности (6-й и выше), весьма неравномерно распределяется между зубьями. Поэтому достигнуть сравнительно равномерной поражаемости большей части (например 70% [3]) зубьев испытываемых колес в жестких пределах (определенное количество раковин на каждом зубе) становится почти невозможно. Кроме того, подсчет числа раковин на зубьях представляет собой весьма кропотливую операцию, трудоемкость которой зависит от размера зубчатых колес. В силу указанных выше обстоятельств применение этих критериев выносливости следует считать, очевидно, нерациональным.

Что же касается допустимой площади поражения выкрашивания (2-я группа критериев [напр. 12, 14]), то универсальной зависимости, связывающей ее с пределом контактной выносливости, насколько нам известно, до настоящего времени не существует.

В свете вышесказанного становится понятным критерий усталости, выдвигаемый в [6] и подтверждаемый многочисленными экспериментами в лаборатории прочности Ленсовнархоза и ЛКВВИА им. А. Ф. Можайского применительно к косозубым передачам, несущим постоянную по величине нагрузку и имеющим твердость $HВ \leq 350$.

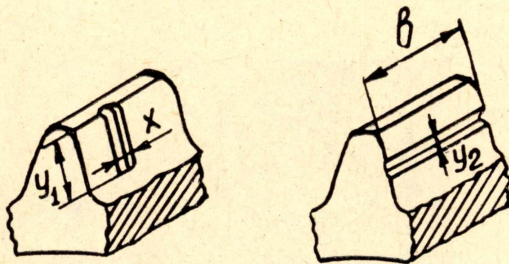


Рис. 1. К определению величины S

Все сказанное выше несомненно показывает, что назначение критерия усталости даже для весьма узкого диапазона передач (т. е. для косозубых колес с твердостью рабочих поверхностей зубьев $HV \leq 350$) является сложным делом, ибо стадия выкрашивания, при которой передача может еще работать заданное время или близка к выходу из строя, оценивается субъективно. Кроме того, на выбор критерия усталости оказывают влияние и такие факторы, как вид смазки, точность изготовления и монтажа, ответственность зубчатых передач и т. п.

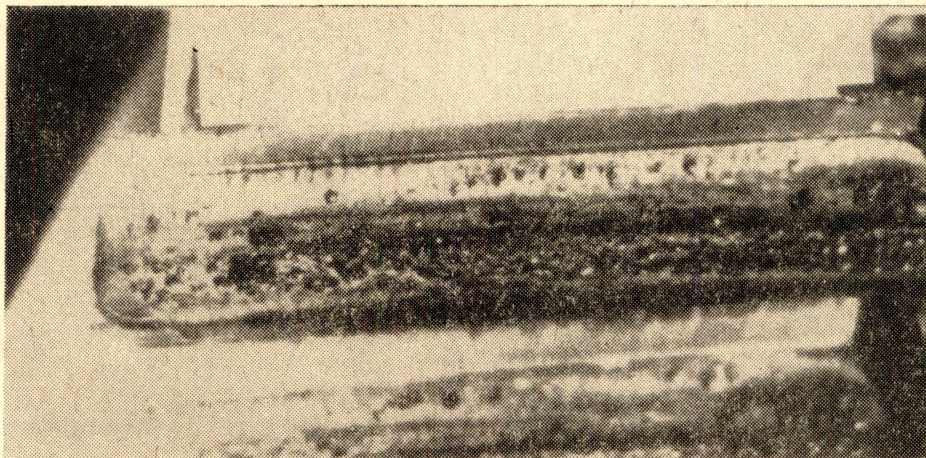


Рис. 2. Состояние рабочих поверхностей зубьев после работы при нагрузках, превышающих предельные

Становится понятным, что сам факт возможности нормальной работы передач с выкрашиванием еще далеко не решает вопрос о критерии усталости, ибо мнения советских и зарубежных исследователей резко расходятся при установлении определенной (допустимой или предельной) степени поражения рабочих поверхностей зубьев усталостным выкрашиванием. Из перечисленных работ следует, что величина допустимого поражения раковинами составляет от 0,6% [12] до $10 \div 25\%$ [6, 10] от общей площади рабочих поверхностей зубьев. Все это сильно затрудняет (или даже делает иногда невозможным) сопоставление данных, получаемых различными авторами.

Рассмотренные критерии усталости косозубых колес с $HV \leq 350$ предлагались для зубчатых передач, работающих с окружными скоростями, не превышающими 15—20 м/сек. Насколько нам известно из литературных источников, каких-либо предложений, касающихся принятия возможных критериев усталости при скоростях, больших 20 м/сек, нет. В связи с этим вопрос о критерии усталости высокоскоростных передач представляет задачу еще большей сложности. Не претендуя на ее решение, приведем лишь некоторые соображения, которые были положены в основу принятия критерия усталости при проведении испытаний высокоскоростных передач [2].

Питтинг в высокоскоростных передачах все же встречается, хотя в значительно меньшей степени, чем в тихоходных передачах (или соответственно на вторых ступенях скоростных редукторов) [8]. Однако условия, в которых работают эти передачи, и степень их ответственности заставляют очень серьезно подходить к вопросу о назначении критерия выкрашивания. Очевидно, что простое принятие упоминавшихся

критериев, предлагаемых для тихоходных передач, вряд ли представляется возможным.

Анализ работ показывает, что до накопления достаточного количества экспериментальных данных самым подходящим следует считать следующее предложение. В качестве предельной нагрузки принимать ту наибольшую нагрузку, при которой передача может работать весьма большое число циклов изменения напряжений (например, $2 \div 3 N$ баз) без заметного развития разрушений рабочих поверхностей зубьев, фиксируемого в процессе работы. Опыты показали, что превышение этой нагрузки на $25 \div 30\%$ за время, соответствующее базовому числу циклов или меньшее его, приводило к быстрому прогрессирующему разрушения и выходу передач из строя (рис. 2). Если при этом наблюдается небольшая концентрация ямок выкрашивания на нескольких зубьях, то их развитие не должно приниматься во внимание.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Беляев и др. Проверка состояния механической части подъемных машин, проработавших на шахтах Кузбасса свыше 20 лет. Тезисы доклада, Томск, 1959.
2. А. Е. Беляев. Влияние скорости на контактную прочность зубчатых передач. Изв. ТПИ, № 147, Томск, 1966.
3. А. И. Белянин. Исследование факторов, влияющих на нагрузочную способность зубчатых передач. ЛКВВИА им. Можайского, 1957.
4. Я. Г. Кистьян. Методика расчета зубчатых передач на прочность. ЦНИИТМаш, кн. 107, Машгиз, 1963.
5. В. Н. Кудрявцев. К расчетам на прочность зубчатых передач. Сб. трудов, ЛМИ, № 23, 1962.
6. В. Н. Кудрявцев, И. М. Килимов. К вопросу об оценке несущей способности зубчатых передач, лимитируемой сопротивлением, усталостному выкрашиванию. Сб. трудов ЛМИ, № 34, 1963.
7. Г. К. Грубин. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. Машгиз, 1962.
8. S. Archer. Some Teething Troubles in Post-war Reduction Gears, The Institute of Marine Engineers, vol. XVIII, № 9, 1956.
9. I. D. Graham. Pitting of Gear Teeth, Handbook of Mechanical Wear, 1961.
10. R. Howard. Criteria for Surface Failure, The Engineer, vol. 185, Febr., № 4805, 1948.
11. R. Jonson, S. Craine. Iron and Steel, № 9, 1953.
12. W. T. Kalkert. Lebensdauer-versuchungen an breiten ungeharteter Zahnradern, Industrie Anzeigen, № 19, III, 1961.
13. T. Lewandowski. Przegląd mechaniczny, № 2, 1961.
14. G. Nieman, W. Richter. Konstruktion, Heft 6, Juni, 1960.