

При глубине канавок до 0,004 мм в поверхностных слоях не наблюдается изменений структуры и микротвердости. Однако при больших глубинах в поверхностных слоях дна канавок обнаружено упрочнение металла. Глубина распространения упрочненного слоя может достигать 0,2 мм. Отсутствие фазовых и структурных изменений в поверхностных слоях позволяет заключить, что в малых объемах поверхностных слоев произошли интенсивные микропластические деформации сжатия, которые и вызвали большое упрочнение металла.

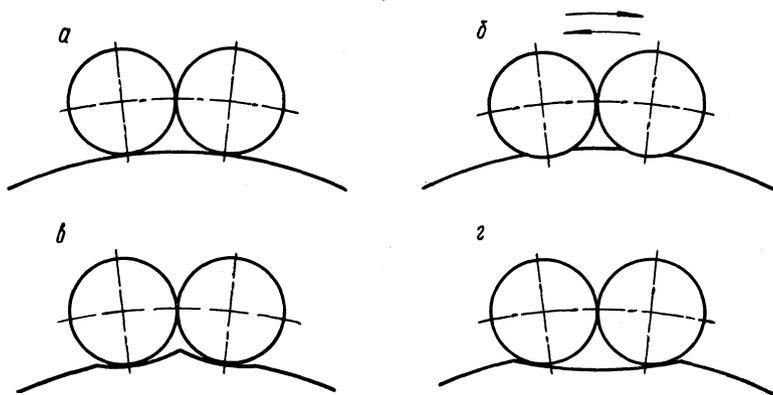


Рис. 1. Процесс образования канавок на шипах крестовин  
(по А. С. Силкину)

Процесс образования канавок протекает в виде ряда последовательных стадий. Сначала шип имеет гладкую поверхность (рис. 1, а). Но в результате отпуска поверхность шипа теряет твердость и ролик вдавливаются в шип. При этом образуются две канавки (рис. 1, б) глубиной в тысячные доли миллиметра. Постепенно ролик раскатывает эти канавки (рис. 1, в), и в конце концов получают глубокие продольные канавки (рис. 1, г).

Гипотеза А. С. Силкина не может дать объяснения некоторым явлениям, наблюдаемым при износе карданных шарниров в условиях эксплуатации, и не дает ответа на вопрос, касающийся причин возникновения канавок. Так, остается неясным:

- 1) какие причины вызывают повышение температуры до 200—400°C в поверхностных слоях шипов крестовины;
- 2) почему нагреву и отпуску подвергаются поверхности шипа крестовины, а не поверхности игольчатых роликов;
- 3) почему именно в крайних точках угла качания роликов происходит отпуск поверхности и образование начальных канавок;
- 4) почему канавки образуются при малых нагрузках и контактных напряжениях, значительно меньших предела смятия  $[\sigma_{см}] = 450 \text{ кг/мм}^2$ ;
- 5) почему в опытах А. С. Силкина не наблюдалось образова-

ния канавок на поверхности образцов, а происходило лишь усталостное выкрашивание;

б) почему интенсивность образования канавок возрастает при действии крутильных колебаний и нарушении балансировки карданной передачи.

В работах различных авторов (А. С. Силкина, Б. Р. Гальчуна, В. А. Фоменко) принималось, что жесткость деталей карданного шарнира очень велика и упругими деформациями деталей можно пренебречь вследствие их незначительности.

Наши исследования показали, что упругие деформации деталей достигают значительных величин и это приводит к взаимным относительным перемещениям деталей шарнира. Такие перемещения возможны практически на всех режимах работы карданной передачи: при передаче переменного момента, на больших оборотах без нагрузки, при действии крутильных колебаний и автоколебаний в трансмиссии, вследствие чего в шарнире имеют место два рода трения: трение качения и трение скольжения. Ролики перекатываются по поверхности шипа и одновременно возвратнопоступательно скользят вдоль его образующей. Это явление вынуждает рассматривать отдельно износные процессы, протекающие в карданных шарнирах при трении качения, и процессы, протекающие при трении скольжения.

Экспериментальное исследование процесса образования продольных канавок на шипах крестовин проведено путем нагружения карданной передачи на универсальной испытательной машине ГРМ-1 при жестком закреплении одного фланца передачи и воздействии крутящего момента на другой фланец, установленный на валу ведущей шестерни главной передачи МАЗ-500. Нагрузка действует на зуб ведущей шестерни, причем линия действия силы смещена относительно оси шестерни для создания крутящего момента.

Выбор нагрузочного режима производился на основании исследования длительно действующих нагрузок в трансмиссии автомобиля при его эксплуатации. Такие исследования были выполнены Проблемной автомобильной лабораторией БПИ путем осциллографирования величин крутящего момента на карданном валу, записи нагрузок в трансмиссии режимомером и статистической обработки полученных данных. Установлено, что на карданных валах автомобилей семейства МАЗ среднеквадратическое отклонение  $\sigma_m$  крутящего момента составляет от 26,4 до 85 кгМ в зависимости от условий эксплуатации. Амплитуда крутящего момента может достигать  $3\sigma_m$ , т. е. 80—255 кгМ. Среднее значение момента, по тем же исследованиям, составляет от 21,2 до 120 кгМ.

Нагрузочный режим стендовых испытаний должен лежать в указанных пределах, чтобы результаты испытаний могли быть применены для оценки работоспособности в условиях эксплуатации. Жесткое закрепление одного фланца карданной передачи полностью исключает трение качения в шарнире и позволяет отдельно изучить износный процесс, вызываемый трением скольжения.

Испытанию подвергались карданные шарниры размерности автомобилей КраЗ. Перед сборкой передачи была определена твердость шипов и отбракованы крестовины, у которых твердость рабочих поверхностей шипов была ниже  $HRC60$ . Шероховатость шипов крестовин, измеренная с помощью двойного микроскопа МИС-11, колебалась в пределах  $\nabla 7 в — \nabla 8 а$ , т. е. оказалась ниже требований чертежа ( $\nabla 8 в$ ). Был произведен подбор подшипников к шипам крестовин так, чтобы радиальный зазор противоположных шипов одного кардана отличался не более чем на  $10 \text{ мкм}$ .

Работа на статическом и динамическом режимах проводилась в соответствии с инструкцией к испытательной машине ГРМ-1.

В начале испытания карданная передача несколько раз плавно нагружалась и разгружалась в статическом режиме крутящим моментом, равным  $1,5 M_{\max}$  на первой передаче, с целью проверки возможности пластической деформации шипов в зоне контакта с игольчатыми роликами. Ни на одном из шипов следов пластической деформации обнаружено не было.

При испытаниях в динамическом режиме частота пульсации составляла от 400 до 600 циклов в минуту, величина среднего момента — от 60 до 100  $\text{кГм}$ , амплитуда момента — от 21 до 105  $\text{кГм}$ . Число циклов нагружения до разборки и осмотра шарниров —  $5 \cdot 10^6$  и  $10^6$ .

Фиксирование величины износа может быть осуществлено с помощью профилографа, измерительного микроскопа или бинокулярной лупы. В наших опытах фиксировалась главным образом качественная сторона износного процесса. Была применена бинокулярная лупа М-24 с увеличением от 12,5 до 47 крат. Это позволило отчетливо наблюдать характер повреждения контактирующих поверхностей и установить преобладающий вид износа.

Контактные напряжения в наиболее тяжелых условиях испытаний не превышали  $247 \text{ кГ/мм}^2$ , т. е. значительно ниже предела смятия. Это свидетельствует, что продольные канавки на шипах крестовин, полученные в процессе испытаний, образовались вследствие износа, а не смятия. Расчет напряжений был произведен по методу, предложенному в работе [1], что позволило учесть концентрацию напряжений вследствие неравномерности распределения нагрузки по длине шипа, влияние радиальных зазоров, податливости вилок и крестовин кардана.

Установлено, что ведущим видом износа, приводящим к образованию продольных канавок на шипах крестовин, является фреттинг-коррозия. На всех участках контакта хорошо заметны продукты фреттинг-коррозии — порошкообразные скопления окислов различных оттенков (от светло-коричневого до темно-бурого).

На шипах крестовин следы контакта игольчатых роликов заметны в основном у внешних кромок, примыкающих к фаскам. На рис. 2 представлена фотография ( $\times 15$ ) такого участка шипа со следами контакта двух смежных роликов. Форма и размеры пятен контакта свидетельствуют о неравномерности распределения на-

грузки по длине шарнира. Зона пятна контакта покрыта тонким порошком окислов.

Особенно интенсивно фреттинг-коррозия протекает на тех поверхностях, где контактирующие поверхности размыкаются в течение каждого цикла нагружения. Это происходит на участках контакта роликов при воздействии на кардан знакопеременных нагру-



Рис. 2. Следы износа на шипах крестовины

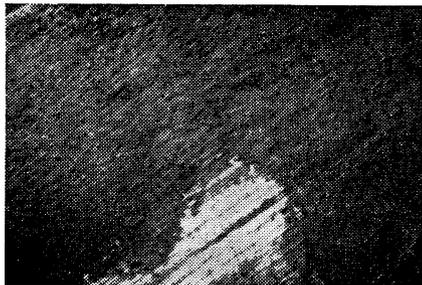


Рис. 3. Зона контакта торца крестовины после испытания

зок. На участке контакта торцов шипов со стаканами подшипников это явление имеет место также при пульсирующей нагрузке одного знака. Контактывание этих деталей происходит как вследствие перекоса шипов относительно карданных подшипников, так и вследствие сближения ушек вилки из-за упругой деформации их

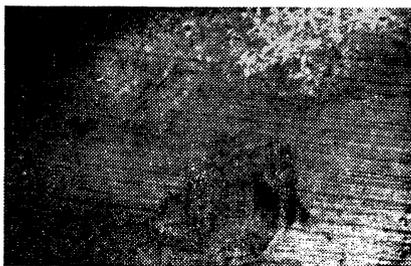


Рис. 4. Скопление продуктов фреттинг-коррозии на участках контакта



Рис. 5. Торец шипа крестовины

под действием нагрузки. Между торцами шипов и стаканами подшипников имеется гарантированный зазор, поэтому при уменьшении нагрузки контакт размыкается, а попадание воздуха в эту зону способствует ускорению окислительных процессов.

Указанные причины приводят к тому, что фреттинг-коррозия особенно интенсивно протекает на участках контакта торцов шипов с доньшками подшипников. Аморфная масса окислов сплошь покрывает зону контакта (рис. 3). Следы обработки видны лишь

на светлом участке, не пораженном коррозией. На рис. 4 видны скопления продуктов фреттинг-коррозии в виде темных бесформенных пятен на фоне обработанной поверхности торца. На рис. 5 изображен торец шипа, на котором хорошо заметны пятна окислов, сосредоточенные на узком участке у наружной кромки. На светлом фоне видны следы обработки (шлифования). Форма пятен свидетельствует о неравномерности контактного давления и перекосе шипа относительно карданного подшипника. Подобные же пятна коррозии наблюдаются и в точках контакта сопряженных деталей.

Износ в виде продольных канавок на шипах крестовин можно обнаружить после воздействия на карданную передачу  $10^6$  циклов нагружений при работе со смазкой (солидол УС) и после  $2 \cdot 10^5$ — $5 \cdot 10^5$  циклов при работе без смазки.

### Выводы

1. Причиной образования продольных канавок на шипах крестовин являются взаимные микроперемещения деталей шарнира, возникающие вследствие упругих деформаций карданных вилок под действием переменных нагрузок.

2. Ведущим видом износа, особенно при недостатке смазки, является фреттинг-коррозия.

3. Продукты фреттинг-коррозии пропитываются смазкой, что приводит к ее загустеванию и потере подвижности. Под действием центробежных сил частицы окислов, имеющие большой удельный вес, осаждаются на доньшке подшипника, образуя там плотную коксообразную массу. При плохом уходе за карданами возможно закупоривание масляных каналов в крестовине и аварийное разрушение шарниров.

4. Основными путями уменьшения износа карданных шарниров являются: герметизация полости шарниров, введение антиокислителей в смазку, повышение жесткости карданных вилок, уменьшение амплитуд крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля, повышение точности балансировки карданных передач.

5. Наиболее неблагоприятным режимом работы карданных передач является воздействие знакопеременных нагрузок.

### Литература

[1] *Щебров В. М.* Исследование работоспособности карданных шарниров грузовых автомобилей. Канд. дис. Минск, 1970.

В. С. Апанасенко

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЖЕСТКОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Современные зубчатые передачи работают в условиях неравномерного распределения нагрузки по длине контактной линии зацепления зубьев. Неравномерность нагрузки служит причиной поломки и выкрашивания поверхности зубьев, являясь также источником повышенного шума при работе передач.

Решить задачу о распределении нагрузки по ширине колес в зубчатом зацеплении очень сложно, так как необходимо учитывать большое число факторов, носящих случайный характер.

Один из таких факторов — жесткость передачи. Большинство методик при расчете зубчатой передачи учитывает прогиб валов и осадку опор под нагрузкой, но не принимает во внимание деформацию картера передачи, которая оказывает существенное влияние на перекос валов и смещение опор, а следовательно, и на неравномерность нагрузки по длине контактной линии зацепления зубьев.

Жесткость картеров коробок передач автомобилей в большой степени зависит от конструкции картера, а также от прочности крепления крышки коробки передач.

В настоящей работе преследовалась цель: а) исследовать влияние на жесткость коробки передач степени затяжки болтов крепления крышки коробки; б) установить величину момента затяжки этих болтов в условиях авторемонтного производства и в) предложить рекомендации по оптимальной величине данного момента.

Первая часть исследований проводилась на специально изготовленном стенде (рис. 1).

Испытаниям были подвергнуты коробки передач Ярославского моторного завода моделей 200, 236 и 236С.

Первичный вал испытуемой коробки передач на этом стенде с помощью рычажного устройства  $\delta$  нагружался различными по величине моментами от 0 до 120 кгм. В плоскости задней стенки коробки передач на каркасе стенда 4 устанавливались два индикатора,