

Результаты исследования представлены графически на рис. 2. Кривая 1 относится к новому серийному валу после обжатия. Кривая 2 — к валу, бывшему в эксплуатации при нормальной сборке, кривая 3 — то же, но после изменения относительного положения зубьев вала и втулки.

В ы в о д ы

1. Приработка снижает неравномерность распределения нагрузки в зубчатом соединении, но не устраняет этой неравномерности при переменных нагрузках, так как коэффициент продольной неравномерности зависит от величины передаваемого соединения крутящего момента. При малых значениях крутящего момента наиболее нагруженное сечение перемещается от торца втулки в сторону середины соединения.

2. Нарушение первоначального положения сборки деталей зубчатого соединения значительно увеличивает продольную неравномерность распределения нагрузки в соединении.

Л и т е р а т у р а

1. Выгонный А.Г. Методика экспериментального исследования продольной неравномерности распределения нагрузки в шлицевом соединении карданной передачи. — В сб.: Расчеты, конструирование и технологическая доводка грузовых автомобилей. М., 1969.

С.М. Белов, Г.Ф. Бутусов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Анализ механизма работы шлицевого соединения и эксплуатационные данные показали, что шлицевые соединения вал-скользящая шестерня выходят из строя по износу за счет истирания рабочих поверхностей в результате их относительных перемещений под нагрузкой.

При исследованиях определялась сравнительная износостойкость скользящих шестерен в зависимости от посадочного зазора в шлицевом соединении и асимметричности шестерен.

При этих же исследованиях определялся сравнительный износ в одних и тех же условиях шлицевых соединений с эвольвентным и прямобочным профилем шлицев, а также скользящих шестерен и шестерен, жестко зафиксированных в осевом направлении. Скользящие шестерни удерживались от осевого перемещения вилками переключения передач, а неподвижные — распорными втулками. Исследования проводились на стендах с замкнутым силовым контуром.

Для проведения испытаний были специально спроектированы и изготовлены симметричные и асимметричные шестерни с эвольвентным и прямобочным профилем шлицев. Твердость шлицев шестерен (сталь 20 ХНР) и валов (сталь 40 X) для всех опытов равнялась HRC 24–27. Средняя удельная нагрузка на шлицах при испытаниях составляла 115 кГ/см^2 .

Шестерни, составляющие испытываемую пару, имели одинаковое число зубьев. Центрирование шлицевого соединения эвольвентного профиля осуществлялось по наружному диаметру, а прямобочного профиля — по внутреннему. Исследование проводилось при посадочных зазорах в диапазоне от 0,02 до 0,2 мм через 0,02—0,03 мм.

Ступицы шестерен с симметричным и асимметричным расположением венца брались равными по длине.

Изменение посадочного зазора в шлицевом соединении вал-шестерня с эвольвентным профилем шлицев проводилось путем шлифовки наружного диаметра шлицев вала, а изменение посадочного зазора в шлицевом соединении с прямобочным профилем шлицев производилось путем шлифовки внутреннего диаметра шлицев шестерни. При этом учитывалось, что максимальный радиальный зазор, при котором центрирование (посадка) шестерни относительно вала осуществлялось цилиндрическими поверхностями шлицевого соединения, должен быть меньше зазора между боковыми гранями шлицев. Так как в противном случае посадочными поверхностями становятся боковые грани шлицев, т.е. центрирование будет осуществляться по боковым граням. Поэтому между боковыми поверхностями шлицев при исследовании был принят зазор, равный 0,3 мм.

Такая величина бокового зазора позволяла проводить исследования по влиянию радиального зазора в шлицевом соеди-

нении в принятом диапазоне от 0,02 мм до 0,2 мм, причем боковые поверхности шлицев не влияют при этом условии на перекос и перемещение шестерни относительно вала в пределах исследуемого радиального зазора.

Для предварительной приработки шестерен сначала проводилась их обкатка на режимах, принятых для новых тракторов по заводской инструкции.

Для смазки испытуемых и стендовых деталей использовалось серийное масло АК-10, применяемое для смазки трансмиссий тракторов "Беларусь" МТЗ-50.

При установке новых опытных деталей производилась замена масла в редукторах стенда, на протяжении же каждого периода испытаний масло в редукторах не менялось, а в случае утечки доливалось до необходимого уровня. Смазка шестерен и подшипников происходила за счет разбрызгивания масла шестернями. Уровень масляной ванны редукторов устанавливался таким, что обеспечивал соответствие смазки испытуемых шестерен при стендовых испытаниях — смазки при работе шестерен в КПП трактора. Контроль уровня смазки в редукторах осуществлялся по маслоуказателю.

Регулирование необходимой температуры масла (60—80°C) в редукторах во время испытаний осуществлялось за счет циркуляции воды в радиаторах, находящихся непосредственно в масляной ванне редукторов. Температура масляной ванны контролировалась дистанционными термометрами.

В результате проведенных стендовых испытаний были получены величины сравнительных износов рабочих и центрирующих поверхностей скользящих и неподвижных шлицевых соединений вал—шестерня с симметричным и асимметричным расположением зубчатого венца шестерни относительно шлицевой части ее ступицы, в зависимости от посадочного зазора в шлицевом соединении.

На рис. 1 показан график средних износов боковых и центрирующих поверхностей эвольвентных и прямобочных шлицев в зависимости от зазоров между посадочными поверхностями в неподвижных и скользящих соединениях вал — симметричная шестерня и вал — асимметричная шестерня.

На данном графике можно различить несколько характерных зон износа боковых и центрирующих поверхностей для шлицевых соединений эвольвентного и прямобочного профиля. Зона 1 — характеризует темп износа боковых и центрирующих поверхностей скользящих шлицевых соединений. Зона 2 — ха-

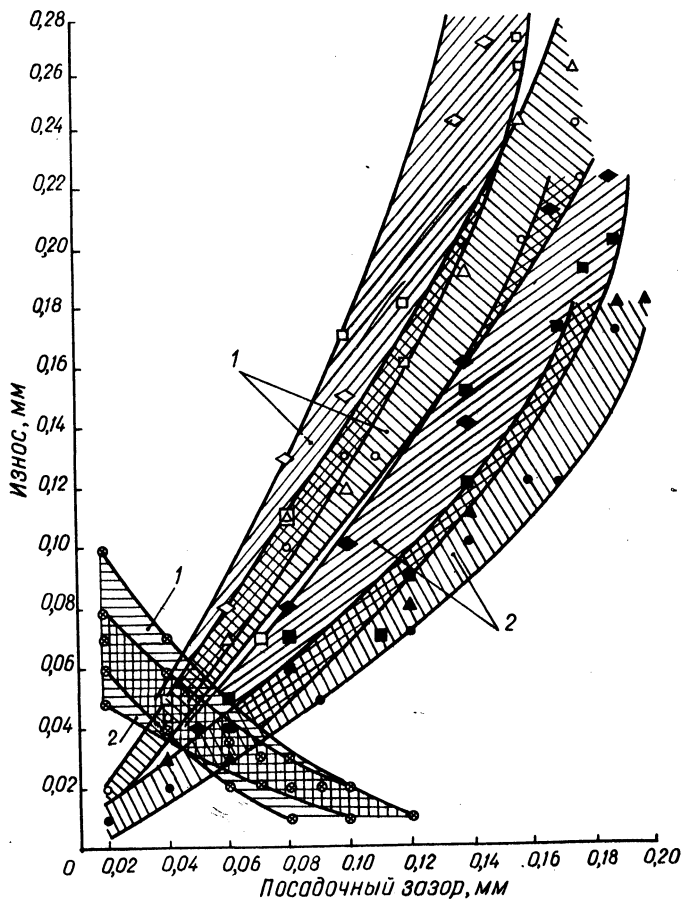


Рис. 1. График износов боковых и центрирующих поверхностей эвольвентных и прямоочных шлицев в зависимости от зазоров между посадочными поверхностями в скользящих и неподвижных шлицевых соединениях:
 1— скользящие шлицевые соединения; 2— неподвижные шлицевые соединения; \diamond \square — шлицы прямоочные; \circ \triangle — шлицы эвольвентные; \circ — шестерни симметричные; \diamond \triangle — шестерни асимметричные; \otimes — центрирующие поверхности.

рактически характеризует темп износа боковых и центрирующих поверхностей неподвижных шлицевых соединений.

Как видно из представленного графика, с увеличением зазора между посадочными (центрирующими) поверхностями износ боковых граней шлицев увеличивается пропорционально зазорам, а износ посадочных поверхностей уменьшается и достигает минимального значения для данных соединений после зазора 0,08—0,12 мм.

Этот факт говорит о том, что при зазорах более 0,08—0,12 мм, центрирующие поверхности не участвуют в передаче нагрузки.

Сравнивая зону износа боковых поверхностей эвольвентных шлицев с зоной износа боковых поверхностей прямобочных шлицев можно заметить, что эвольвентные шлицы изнашиваются по боковым поверхностям на 10—12% меньше, чем прямобочные.

Нарастание (темп) износа боковых поверхностей шлицев с увеличением зазора между посадочными поверхностями в скользящих шлицевых соединениях больше, чем у неподвижных.

Износ боковых поверхностей при данных исследованиях у скользящих шлицевых соединений при минимальном зазоре (0,02—0,04 мм) между посадочными поверхностями колеблется в пределах 0,02—0,06 мм, а у неподвижных — в пределах от 0 до 0,03 мм.

Средний износ боковых поверхностей у скользящих шлицевых соединений на 60—80% больше, чем износ боковых поверхностей у неподвижных шлицевых соединений.

Средний износ посадочных поверхностей (по центрирующему диаметру) в скользящих шлицевых соединениях больше на 10—15%, чем в неподвижных шлицевых соединениях.

Кроме того, рассматривая зоны износа боковых поверхностей шлицев, можно заметить, что точки, характеризующие величину износа шлицевых соединений вал—асимметричная шестерня соответствуют несколько большей величине износа, чем точки, характеризующие износ шлицевых соединений вал—симметричная шестерня как для неподвижных, так и для скользящих шлицевых соединений.

По данным исследований, разность износа боковых поверхностей шлицевых соединений вал—неподвижная симметричная шестерня и вал—скользящая симметричная шестерня при одних и тех же зазорах в этих соединениях колеблется в пределах: у прямобочных шлицев — от 0,04 до 0,12 мм, у эвольвентных шлицев — от 0,02 до 0,08 мм. А разность износов центрирующих поверхностей в шлицевых соединениях вал—не-

подвижная шестерня и вал—скользящая шестерня колеблется в пределах от 0,01 до 0,03 мм.

Повышенный износ шлицев у скользящих шестерен с асимметричным расположением венца относительно ступицы по сравнению с износом шлицев шестерен с симметричным расположением венца относительно ступицы объясняется тем, что асимметричная шестерня при работе под нагрузкой перекашивается на валу, в результате чего уменьшается длина контакта и увеличивается удельное давление на рабочих поверхностях сопряженных деталей.

Таким образом, износ шлицев может увеличиваться в 1,5—2 раза за счет асимметричного расположения зубчатого венца и повышенных зазоров (0,12—0,16 мм) между посадочными поверхностями в шлицевом соединении. Поэтому для повышения долговечности шлицевых соединений шестеренчатых передач необходимо стремиться к уменьшению величины асимметрии и по возможности применять симметричные шестерни. Если условия компоновки или другие причины не позволяют сделать шестерню симметричной, то необходимо идти по пути оптимального выбора величины зазора и асимметрии.

Нгуен Ван Шай

УСТАЛОСТНАЯ РАВНОПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПОДШИПНИКОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Равнопрочными по выносливости являются детали, имеющие при данных условиях работы примерно одинаковый срок службы. Если срок службы для некоторой детали определяется расчетами по нескольким видам напряженного состояния (например, расчетом на выносливость по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба), то размеры и параметры элементов детали целесообразно выбирать так, чтобы результаты соответствующих проверочных расчетов были близкими по сроку службы.

Срок службы подшипников качения при прочих равных условиях определяется величиной циклических контактных напряжений, вызывающих повреждение и износ беговых дорожек и тел