

Полученные кривые выхода из строя подшипника изображены на рис. 3,б. Как видно из сопоставления соответствующих кривых, доля выходящих из строя подшипников  $\alpha$ , подсчитанная по второму варианту, при одинаковых условиях примерно на 10--20% выше, чем при расчете по первому варианту.

### Л и т е р а т у р а

1. Цитович И.С. Вероятностные расчеты деталей транспортных и тяговых машин. Минск, 1971. 2. Цитович И.С. и др. Методика расчета подшипников качения трансмиссий автомобилей и тракторов. Кн. 1. Минск, 1967. 3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. М., 1967. 4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М., 1964.

Г.Ф. Бутусов

## ОСЕВОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПРЯМОЗУБОЙ СКОЛЬЗЯЩЕЙ ШЕСТЕРНИ И ЕЕ САМОВЫКЛЮЧЕНИЕ

Проведенными исследованиями [1] было установлено, что на прямозубых скользящих шестернях в результате взаимодействия сопряженных деталей шлицевого соединения возникают осевые силы, которые приводят к самовыключению передач.

Анализируя результаты последних исследований следует заметить, что некоторые авторы приходят к противоречивым выводам, и до настоящего времени нет единого мнения о природе возникновения осевых перемещений прямозубой скользящей шестерни, о влиянии зазоров в шлицевом соединении и асимметрии шестерен на возникновение осевых сил.

В практике создания коробок передач тракторов и автомобилей с целью улучшения конструкции коробок и упрощения механизма переключения передач неизбежно применение шестерен с асимметричным расположением венца относительно ступицы. Величина же зазора в шлицевом соединении существенным образом влияет не только на величину осевой силы, но и опреде-

ляет технологию изготовления элементов шлицевого соединения и стоимость трансмиссии. Поэтому представляет интерес выбор оптимального сочетания величины асимметрии шестерен и зазора в шлицевом соединении вал—шестерня.

Полученные экспериментальные данные характера распределения нагрузки между шлицами [2] позволили объяснить механизм осевого перемещения прямозубой скользящей шестерни.

Осевое поступательное перемещение асимметричной прямозубой скользящей шестерни относительно вала под нагрузкой происходит за счет неравномерного распределения нагрузки между шлицами и действия перенашивающего момента постоянного направления (считаем, что направление действия усилия в зубчатом зацеплении остается неизменным).

Диаметрально противоположные шлицы, расположенные в плоскости, перпендикулярной плоскости действия силы в зубчатом зацеплении, передают различные усилия. Величина этой разницы является максимальной по сравнению с разницей на других шлицах. В результате различных сил трения между диаметрально противоположными шлицевыми парами и перекоса шестерни на валу осевое проскальзывание сопряженных шлицев с изменением места расположения их на окружности при вращении происходит на различную величину.

Величина суммарного осевого проскальзывания шлицев шестерни относительно шлицев вала за один оборот определяется выражением

$$S_{oc} = \frac{8r_{cp}^2 \operatorname{tg} \beta W}{N \cos \alpha' R_o}, \quad (1)$$

$$\text{где } W = \sum_{i=1}^{z/2} q_{imax} - \sum_{i=z/2+1}^z q_{imin}; \operatorname{tg} \beta = \frac{\delta}{1} \quad \text{или}$$

$$\operatorname{tg} \beta = -\frac{\Delta}{1};$$

$z$  — число шлицев;  $r_{cp}$  — средний радиус шлицевого соединения;  $l$  — длина шлицевого соединения;  $\delta$  — величина зазора при посадке по центрирующему диаметру;  $\Delta$  — величина зазора при посадке по боковым поверхностям;  $N$  — сила в зубчатом зацеплении;  $\alpha'$  — профильный угол в зубчатом зацеплении;  $R_o$  — радиус основной окружности шестерни;  $q$  — нагрузка, передаваемая одним шлицем.

Скорость осевого перемещения шестерни равна

$$V_{oc} = \frac{2r^2 \operatorname{tg} \beta n W}{15N \cos \alpha' R_o}, \quad (2)$$

где  $n$  — число оборотов шестерни, об/мин.

Направление осевого перемещения асимметричной прямозубой шестерни зависит от направления действия силы в зубчатом зацеплении и направления смещения зубчатого венца относительно середины длины шлицевого соединения.

Величина осевой силы определяется по формуле

$$Q = NfK_{KT} \left( 1 + \frac{R_o}{r_{cp}} \cos \alpha' \right) \pm \cos \alpha' \operatorname{tg} \beta', \quad (3)$$

где  $K_{KT}$  — конструктивно-технологический коэффициент, который определяется по графику (рис. 1), полученному экспериментальным путем;  $f$  — коэффициент трения в шлицевом соединении;  $\beta'$  — суммарный угол перекоса в зубчатом зацеплении, зависящий от посадочных зазоров, точности изготовления, износа и деформаций.

Экспериментальные исследования осевых перемещений прямозубой скользящей шестерни относительно вала и величины осевых усилий, действующих на механизм переключения передач, проводились методом тензометрирования с различными конструктивными исполнениями и различными вариантами установки скользящих шестерен в испытуемой коробке на стенде испытания коробок передач с поглощением мощности.

Величина осевой силы определялась в зависимости от величины зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и асимметрии расположения зубчатого венца шестерни относительно шлицевой части ее ступицы, числа оборотов, отношения радиусов шестерни и шлицевого соединения при различных уровнях передаваемой нагрузки.

Исследование состояло из двух этапов: 1) исследования скользящих шестерен с эвольвентным профилем шлицев; 2) исследования скользящих шестерен с прямобочным профилем шлицев.

С целью сохранения условий работы скользящих шестерен по характеру нагружения, смазки, жесткости элементов конструкции и приближения к эксплуатационным условиям опыты проводились в серийных корпусах коробок передач при максимальном сохранении серийных деталей. Изменению подвергались

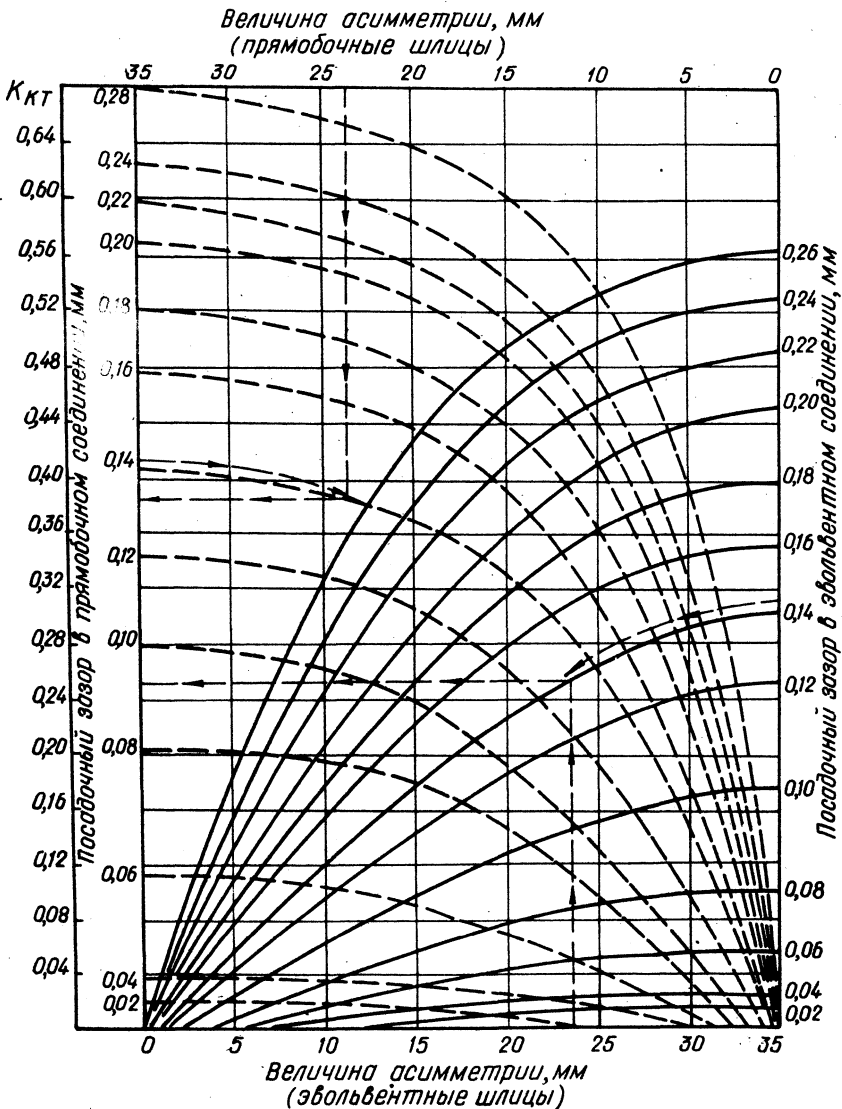


Рис. 1. График для определения коэффициента  $K_{KT}$  для шлицевых соединений эвольвентного и прямобоочного профиля:  
 — шлицы эвольвентного профиля; - - - шлицы прямобоочного профиля.

конструкция скользящей шестерни и механизм переключения передач, который обеспечивал ступенчатое перемещение шестерни вдоль вала и ее фиксацию в определенном положении.

Задачами исследования было предусмотрено совместное и раздельное определение влияния величины зазора и асимметрии на величину осевой силы при исключении всех других факторов, кроме исследуемых, что обеспечивалось методикой проведения опытов и специально изготовленными шестернями, которые были выполнены с подвижным и удлиненным зубчатым венцом с одинаковой длиной ступиц. Перемещение венца при исследовании проводилось ступенчато как вправо, так и влево от середины длины шлицевого соединения и в сумме составляло 35 мм в одну сторону.

Посадочные диаметры в шлицевых соединениях исследуемых деталей были выполнены с таким расчетом, чтобы первоначальный зазор между ними равнялся 0,04 мм, а зазор между боковыми гранями шлицев составлял 0,3 мм для того, чтобы при испытаниях на максимальных зазорах по центрирующему диаметру боковой зазор не являлся лимитирующим.

Исследования проводились при зазорах по центрирующему диаметру от 0,04 до 0,28 мм через каждые 0,04 мм с одновременным изменением величины асимметрии при ступенчатом нагружении исследуемых деталей крутящим моментом и скорости вращения 500, 1000, 1500, 2000 об/мин.

Порядок и условия проведения испытаний, нагрузочные режимы при исследовании шестерен с эвольвентным и прямобочным профилем шлицев на всем протяжении опытов были одинаковыми. При этом экспериментально подтвердились теоретические положения о природе осевого перемещения прямозубой скользящей шестерни относительно вала.

Проведенные опыты показали, что осевое перемещение прямозубой шестерни зависит от перекоса ее относительно вала и неравномерности распределения нагрузки между шлицами. Перекос, в свою очередь, зависит от асимметрии шестерни и величины зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении. В связи с этим устранение осевого перемещения и дефекта самовыключения можно достичь как путем уменьшения посадочных зазоров в шлицевом соединении вал—скользящая шестерня, так и за счет симметричного расположения зубчатого венца.

В результате проведенных экспериментальных исследований было установлено, что величина осевой силы, возникающей на

прямозубой скользящей шестерне, не зависит от числа оборотов, прямо пропорциональна силе в зубчатом зацеплении и уменьшается с уменьшением величины асимметрии зубчатого венца относительно середины шлицевой части ступицы, зазоров между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и увеличением отношения диаметра шестерни к диаметру шлицевого соединения.

## Л и т е р а т у р а

1 Белов С.М. Исследование явления самовыключения прямозубых шестерен и зубчатых муфт тракторных коробок передач. Канд. дис. Минск, 1963. 2. Белов С.М., Бутусов Г.Ф. Исследование нагруженности шлицевого соединения. -- В рефер. сб.: Новое в технологии машиностроения. М., 1969, вып. 2.

А.Г. Выгонный, А.Т. Ковальков, И.В. Сурков

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В НОВОМ И ПРИРАБОТАННОМ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЯХ

Все имеющиеся в литературе исследования продольной неравномерности распределения нагрузки в зубчатом (шлицевом) соединении относятся к новым неприработанным соединениям. Поэтому представляет интерес исследование влияния приработки на продольную неравномерность распределения нагрузки в соединении.

Для проведения такой работы в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ были подготовлены два зубчатых соединения карданного вала автомобиля МАЗ-500: новое и бывшее в эксплуатации, снятое с автомобиля после пробега 130 тыс. км. Конструкция исследуемого соединения показана на рис. 1.

Работа сводилась к определению коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки в максимально нагруженном сечении соединения (конечное сечение шлицевой части втулки) и влияния величины передаваемого соединением крутящего момента на значение этого коэффициента. Коэффи-