

**БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

**На правах рукописи**

**Инженер Г.Ф.БУТУСОВ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СОПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ  
ВАЛ - СКОЛЬЗЯЩАЯ ШЕСТЕРНЯ ТРАКТОРНЫХ  
КОРБОК ПЕРЕДАЧ**

**(№ 05.195 - Автомобили и тракторы)**

**А в т о р е ф е р а т**

**диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

**М и н с к - 1971**

Работа выполнена на Минском ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции тракторном заводе и в Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института.

Научный руководитель - кандидат технических наук,  
доцент С.М.Белов

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор А.Х.Ким;  
кандидат технических наук,  
старший научный сотрудник  
ЦНИИМЭСХ Б.С.Мельников

Ведущее предприятие - Минский ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции автомобильный завод

Направляем Вам для ознакомления автореферат диссертации инженера Г.Ф.Бутусова.

С диссертацией можно ознакомиться в читальном зале научных работников Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института за 10 дней до защиты. О дне и времени защиты будет сообщено в газете "Вечерний Минск".

Отзывы в 2-х экземплярах просим направить по адресу:  
г.Минск-27, Ленинский проспект,65, Белорусский ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт, ученому секретарю Совета.

Защита предполагается " " октября 1971 года.

Дата отправки автореферата " " 1971г.

Ученый секретарь Совета,  
кандидат технических наук, доцент

Н.В.КИСЛОВ

Важнейшей проблемой надежности тракторов является равнопрочность всех деталей, обеспечивающая безотказную работу их в период эксплуатации.

В настоящее время преимущественное применение на тракторах имеют валные коробки передач со скользящими шестернями. Такие коробки просты по конструкции, недороги и несложны в эксплуатации, поэтому широко применяются не только на отечественных и зарубежных тракторах, но и на автомобилях, дорожных и других машинах. Вместе с указанными достоинствами механические коробки имеют и ряд недостатков.

Установлено, что долговечность скользящих шестерен гораздо ниже долговечности неподвижных шестерен, а дефект самовыключения передач из-за осевого перемещения первых делает трактор неработоспособным и даже аварийноопасным. Кроме того, шлицевое соединение вал - скользящая шестерня имеет пониженную долговечность по сравнению со шлицевым соединением вал - неподвижная шестерня.

Настоящая работа ставит своей целью на основе анализа эксплуатационных данных, теоретических и экспериментальных исследований установить взаимосвязь и влияние некоторых конструктивных параметров на работоспособность скользящих шестерен и шлицевых соединений тракторных коробок передач.

## 1. Состояние изучаемого вопроса

Многолетние данные по эксплуатации, а также анализ и изучение исследований, проведенных Л.И.Ереминым, Н.П.Гавриловым, И.С.Цитовичем, Б.В.Гольдом, Г.И.Скундиным, С.Ф.Щетининым, С.М.Беловым, Д.Н.Решетовым, Э.М.Левиной, Е.Г.Глухаревым, И.Я.Татарниковым, Г.И.Костровским, А.И.Кораблевым, Н.И.Данченко и другими авторами в области работоспособности механических коробок передач в целом и шестерен в частности, подтвердили неудовлетворительную работу и преждевременный выход из строя сопряженных деталей вал - скользящая шестерня.

Проведенными ранее исследованиями было установлено, что на прямозубых скользящих шестернях, изготовленных в соответствии с

Требованиями чертежа, в результате взаимодействия сопряженных деталей шлицевого соединения возникают осевые силы, которые приводят к самовыключению передач. Некоторые исследователи считают, что одной из основных причин возникновения осевых усилий при работе прямозубых скользящих шестерен является износ зубьев шестерен и износ шлицевых соединений "на конус" в процессе эксплуатации.

Проведенные нами исследования показали, что самовыключение может происходить как вследствие неравномерного износа рабочих поверхностей зубьев при длительной эксплуатации, так и по причине появления осевых сил на скользящих шестернях в новых коробках передач, не бывших в эксплуатации.

Исследования Э.Бакингова, А.Кораблева, И.Волгина и других авторов показали, что при увеличении перекоса шестерни на валу ее долговечность уменьшается.

Величина зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении может существенным образом влиять на перекос шестерни под действием передаваемой нагрузки, особенно для скользящих шестерен с асимметричным расположением зубчатого венца относительно шлицевой части ступицы.

Анализируя результаты исследований, следует заметить, что некоторые авторы приходят к противоречивым выводам, и до настоящего времени нет единого мнения о природе возникновения осевых сил на прямозубых скользящих шестернях, о влиянии зазоров в шлицевом соединении и асимметрии шестерен на работоспособность и долговечность сопряженных деталей вал-скользящая шестерня.

Незнание фактической картины распределения нагрузки между шлицами в зависимости от характера нагружения шлицевого соединения, а также всего многообразия факторов, влияющих на работу шлицев, приводит к тому, что основным расчетом для всех шлицевых соединений, в том числе и для соединений с повышенной твердостью (НRC 56-63), является расчет боковых поверхностей по допустимым напряжениям смятия, в то время как выбраковка шлицевых деталей производится по износу.

Совершенно не исследовано совместное влияние величины зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и величины асимметрии расположения зубчатого венца относительно шлицевой части ступицы на величину осевой силы и на износостойкость сопряженных деталей.

В связи с вышесказанным целью настоящей работы было:

1. Исследование распределения нагрузки между шлицами в зависимости от характера нагружения шлицевого соединения.
2. Исследование осевого перемещения скользящей шестерни относительно вала под нагрузкой и ее самовыключения.
3. Исследование влияния величины зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и асимметрии расположения зубчатого венца относительно шлицевой части ступицы на величину осевой силы, на износ сопряженных деталей вал - скользящая шестерня с эвольвентным и прямобочным профилем шлицев.
4. Уточнение методики расчета шлицевых соединений шестеренчатых передач.

## 2. Исследование нагруженности шлицевого соединения

Шлицевое соединение представляет собой сложное сочетание боковых и диаметральных поверхностей. Если шлицевое соединение передает только крутящий момент постоянной величины, то распределение нагрузки между шлицами, в основном, будет зависеть от точности изготовления элементов шлицевого соединения. Если при этом действует и радиальное усилие, то распределение нагрузки между шлицами будет зависеть не только от параметров точности, но и от соотношения крутящего момента и радиальной силы, а также от перекашивающего момента и распределения зазоров в шлицевом соединении.

Если считать, что цилиндрические поверхности не принимают участия в передаче окружного усилия, то практический интерес для решения задачи по распределению нагрузки между шлицами представляет распределение зазоров между боковыми поверхностями сопряженных шлицев при различных способах центрирования.

Под действием нагрузки в зацеплении и перекашивающего момента асимметричная шестерня из-за имеющихся зазоров в шлицевом соединении перекашивается на валу. При переносе и одновременном повороте шестерни вокруг своей оси, в результате действия крутящего момента, зазоры между боковыми поверхностями шлицев вала и ступицы не остаются постоянными, а изменяются из-за взаимной непараллельности боковых граней шлицев и относительного сближения выступов и впадин. При этом ступица поворачивается относительно ва-

ла на величину наименьшего зазора, образовавшегося в результате перекоса вокруг точки первоначального соприкосновения, до тех пор, пока не выберется боковой зазор между каким-либо другим шлицем вала и ступицы. Передача нагрузки соединением начнется после соприкосновения шлицев ступицы со шлицами вала как минимум в двух точках.

Рассматривая диаграммы распределения боковых зазоров, например для 12-шлицевого соединения шестеренчатой передачи (рис. I, кривая 3), можно заключить, что между шлицами 9, 10, 11 будут максимальные зазоры, между шлицами 3, 4, 5 - минимальные. Распределение нагрузки между шлицами характеризуется обратной диаграммой.

Вопросу распределения нагрузки между шлицами посвящены работы Б.С.Цфава, И.Я.Татарникова, Г.И.Костровского, Е.Г.Глухарева и других авторов, в которых рассматривался, в основном, плоский случай.

В данной работе рассматривается пространственный вариант задачи по распределению нагрузки между шлицами при условии, что шлицевое соединение изготовлено абсолютно точно, усилия действуют нормально к осям симметрии шлицев, объемные деформации сопряженных деталей не учитываются, а деформации поверхностных слоев в контакте пропорциональны удельным нагрузкам.

Для упрощения вывода применялся энергетический метод с заменой сумм нагрузок и энергий по шлицам интегралами

$$\sum_{i=1}^Z q_i \approx \frac{Z}{2\pi} \int_0^{2\pi} q d\alpha, \quad (I)$$

где  $q$  - нагрузка, передаваемая одним шлицем;

$Z$  - число шлицев;

$\alpha$  - угол расположения шлицев.

Уравнения равновесия с учетом подстановки (I) представим в виде:

$$\frac{Z r_{cp}}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q d\alpha = M_{кр};$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{z}{2\pi} \int_{-l/2}^{l/2} dx \int_0^{2\pi} q \cos \alpha d\alpha &= P_p ; \\ \frac{z}{2\pi} \int_{-l/2}^{l/2} dx \int_0^{2\pi} q x \cos \alpha d\alpha &= M_n, \end{aligned} \right\} (2)$$

где  $x$  - координата вдоль оси соединения, отсчитываемая от центра;

$l$  - длина шлицевого соединения;

$r_{cp}$  - средний радиус шлицевого соединения;

$M_{кр}$  - крутящий момент;

$P_p$  - радиальное усилие;

$M_n$  - перекашивающий момент.

Потенциальная энергия деформации

$$W = \frac{zK}{2\pi} \int_{-l/2}^{l/2} dx \int_0^{2\pi} q^2 d\alpha, \quad (3)$$

где  $K$  - коэффициент пропорциональности.

Распределение нагрузки соответствует минимуму потенциальной энергии деформации. Решение задачи устанавливается с помощью теоремы о минимуме Г.К.Татура и В.Я.Рубенчика в следующем виде:

$$q = \lambda_1 + \lambda_2 \cdot \cos \alpha + \lambda_3 \cdot x \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

где  $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$  - коэффициенты, определяемые условиями (2). После подстановки и преобразований было получено аналитическое выражение для определения нагрузки, передаваемой каждым шлицем для шлицевого соединения вад - сизользающая шестерня:

$$q = \frac{1}{zL} \left( \frac{M_{кр}}{r_{cp}} + 2P_p \cdot \cos \alpha + 24 \frac{M_n}{l^2} x \cdot \cos \alpha \right). \quad (5)$$

Представленная на рис.1 кривой 4 расчетная диаграмма нагруженности шлицевого соединения шестеренчатой передачи показывает,

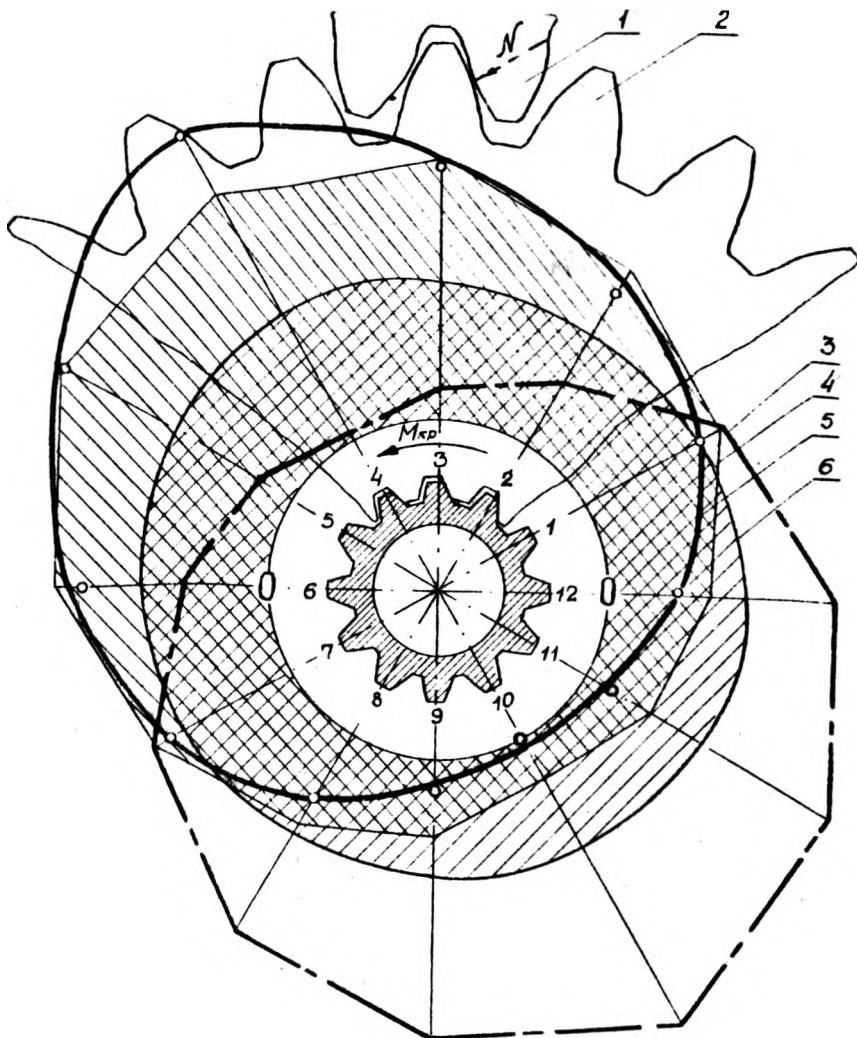


Рис. I. Диаграммы распределения нагрузки и боковых зазоров между шлицами:

1 - шестерня ведущая; 2 - шестерня ведомая; 3 - расчетная кривая распределения боковых зазоров в шлицевом соединении вал-скользящая шестерня; 4 - расчетная кривая распределения нагрузки в шлицевом соединении вад-скользящая шестерня; 5 - экспериментальная кривая распределения нагрузки в шлицевом соединении вал-скользящая шестерня; 6 - экспериментальная кривая распределения нагрузки в шлицевом соединении вад-зубчатая полушфута.

что распределение нагрузки между шлицами обратно пропорционально зазорам между боковыми поверхностями шлицев.

Теоретические положения о распределении нагрузки в шлицевом соединении были проверены экспериментальными исследованиями.

### 3. Экспериментальное исследование распределения нагрузки между шлицами

Экспериментальное исследование распределения нагрузки между шлицами проводилось на стенде для испытания коробок передач при различных нагрузках как с серийными шестернями и зубчатыми муфтами, так и с шестернями, специально изготовленными. Исследования осуществлялись методом электротензометрирования, основанного на регистрации величины деформации шлица вала от передаваемой нагрузки при исключении всех остальных деформаций, кроме исследуемой, с помощью специального тензометрического вала, шлицы которого разделены сквозными прорезями, перпендикулярными к продольной оси, на тензометрические участки. Тензоучастки отделены с одной стороны от соседнего шлица прорезью, проходящей по впадине между этими шлицами. Для тензометрирования брались два диаметрально противоположных шлица.

Каждый шлиц состоял из четырех тензоучастков, которые находились во время опыта под ступицей шестерни или под ступицей зубчатой полумуфты. Тензометрический вал обеспечивал исследование нагруженности шлицевого соединения независимо от точности его изготовления.

Тарировка тензометрического вала производилась на установке, которая обеспечивала одновременную тарировку двух диаметрально противоположных тензоучастков при помощи специального рычага. Один конец рычага был выполнен в виде кольца с двумя диаметрально противоположными зубьями (шлицами), длина которых соответствовала длине тарირуемых тензоучастков, а профиль их — профилю шлицев шестерни, устанавливаемой при исследовании на тензометрический вал. Второй конец рычага нагружался силой необходимой величины.

Полученная опытным путем полярная диаграмма нагруженности 12-шлицевого соединения шестеренчатой передачи (рис. I, кривая 5) показывает, что в течение одного оборота вала нагрузка, передаваемая одним шлицем, изменяется по определенному закону. Шлиц, находящийся вблизи действия силы, создающей крутящий момент, и распо-

ложенный под углом  $90^\circ$  к линии ее действия, передает максимальную нагрузку, а диаметрально противоположный шлиц — минимальную. Нагруженность остальных шлицев симметрична относительно плоскости, перпендикулярной плоскости действия силы в зубчатом зацеплении, и уменьшается от максимального значения до минимального, а затем вновь возрастает.

Из диаграммы нагруженности шлицевого соединения вал — зубчатая полумуфта (рис. I, кривая б) видно, что при данном виде нагружения тот же шлиц за один оборот вала передает нагрузку, близкую к равномерной.

Диаграммы нагруженности шлицевого соединения шестеренчатой передачи, полученные расчетным путем, и экспериментальные диаграммы (рис. I) имеют хорошее совпадение.

Таким образом, это исследование внесло существенное уточнение в существовавшее ранее положение о том, что неравномерное распределение нагрузки между шлицами зависит только от точности изготовления элементов шлицевого соединения.

Кроме того, полученные данные характера распределения нагрузки между шлицами позволили объяснить механизм осевого перемещения прямозубой скользящей шестерни.

#### 4. Осевое перемещение прямозубой скользящей шестерни и ее самовыключение

В работе установлено, что осевое поступательное перемещение асимметричной прямозубой скользящей шестерни относительно вала под нагрузкой происходит за счет неравномерного распределения нагрузки между шлицами и действия перекашивающего 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

$$S_{oc} = \frac{8r_{cp}^2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot W}{N \cdot \cos \alpha' \cdot R_0}, \quad (6)$$

где  $W = \sum_{i=1}^{z/2} q_{i \max} - \sum_{i=z/2+1}^z q_{i \min};$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\delta^a}{l} \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{\Delta}{l};$$

- $\delta$  - 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;  
 $R_0$  - радиус основной окружности шестерни.

Скорость осевого перемещения шестерни равна:

$$V_{oc} = \frac{2r^2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot n \cdot W}{15N \cdot \cos \alpha' \cdot R_0}, \quad (7)$$

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

$$Q = Nf \cdot K_{KT} \left( 1 + \frac{R_0}{r_{cp}} \cdot \cos \alpha' \right) \pm N \cos \alpha' \cdot \operatorname{tg} \beta', \quad (8)$$

где  $K_{KT}$  - конструктивно-технологический коэффициент, который определяется по графику (рис.2), 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.

Величина асимметрии  $\delta$  мм  
(прямобоочные шлицы)

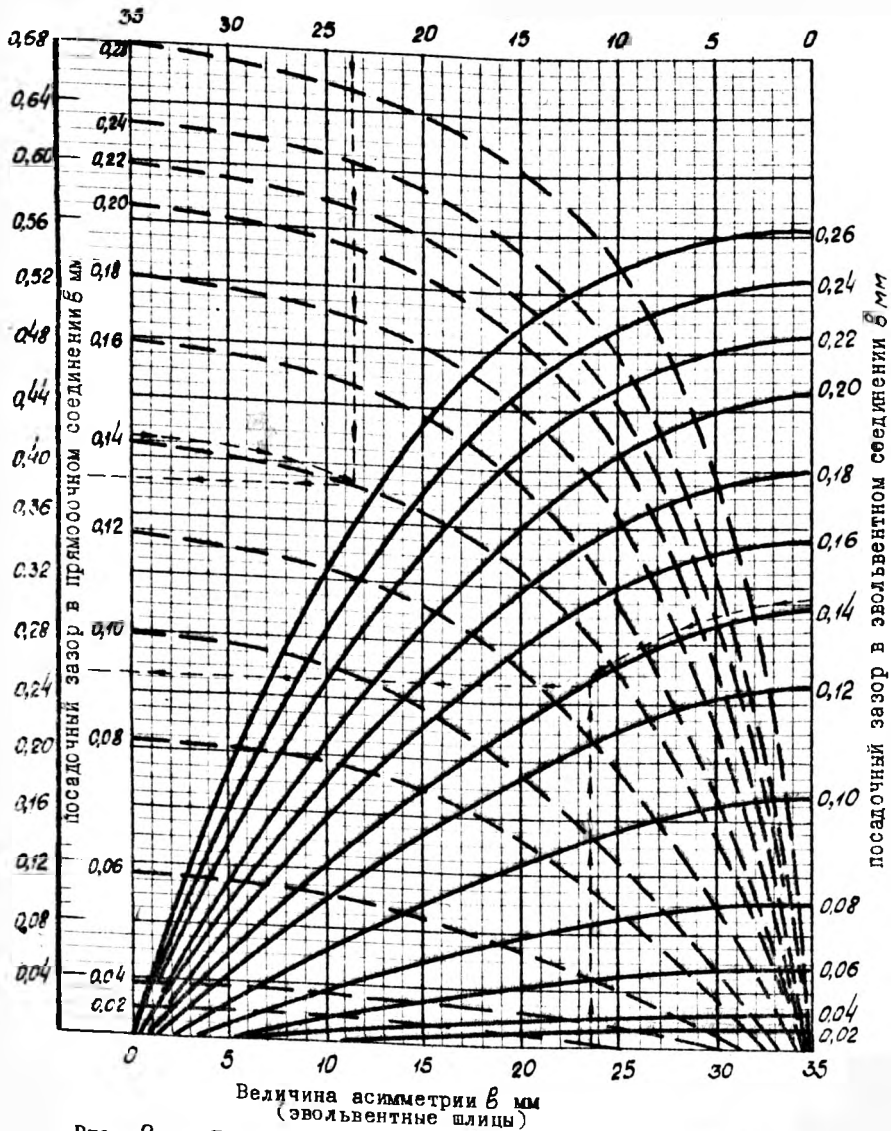


Рис. 2. График для определения коэффициента  $K_{\text{кр}}$  для шлицевых соединений эвольвентного и прямобоочного профиля:  
 — шлицы эвольвентного профиля;  
 - - - шлицы прямобоочного профиля.

## 5. Экспериментальное исследование осевых усилий на прямозубых скользящих шестернях

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 в 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 осевых деталей. Изменению подвергались 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 поджимным и удлиненным зубчатым венцом с одинаковой длиной ступиц. Перемещение венца при исследовании производилось 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 достигнуть 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.

На рис.3 представлен график изменения осевых сил на прямозубой скользящей шестерне в зависимости от положения зубчатого венца относительно шлицевой части ступицы при различных зазорах между посадочными поверхностями в шлицевом соединении.

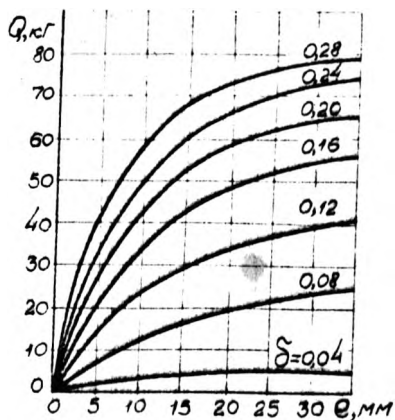


Рис.3. Изменение осевых усилий  $Q$  на прямозубой скользящей шестерне в зависимости от величины асимметрии  $e$  зубчатого венца относительно ступицы и различных зазоров  $\delta$  между посадочными поверхностями в шлицевом соединении. При  $e = 0$  шестерня симметричная.

### 6. Расчет шлицевого соединения вал - скользящая шестерня

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. Поэтому основным критерием работоспособности подвижных шлицевых соединений с повышенной твердостью (НRC 56-63) является их износостойкость, которая зависит от таких факторов, как твердость шлицев, неравномерность распределения нагрузки между шлицами, условия смазки, концентрация напряжений, степень нагруженности, относительные перемещения и время работы.

Так как подвижные шлицевые соединения выбираются в основном по износу, а не по смятию, то расчет шлицевого соединения вал - скользящая шестерня предлагается проводить на работоспособность по истиранию от длительно действующих нагрузок с учетом ос-

новых факторов, влияющих на их износостойкость, по формуле

$$\Pi = \sigma_{см.н} \cdot K_4 \cdot K_K \cdot K_P \cdot K_C \cdot K_H \cdot K_{ц} \leq [\Pi_n], \quad (9)$$

где  $\sigma_{см.н}$  - номинальное напряжение смятия;

$K_4$  - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между шлицами;

$K_K$  - коэффициент концентрации, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине шлицев, обусловленную перекосом сопряженных деталей;

$K_P$  - коэффициент перемещений, учитывающий наличие радиальных и осевых перемещений в соединении;

$K_C$  - коэффициент, учитывающий условия смазки шлицев;

$K_H$  - коэффициент нагрузки, учитывающий степень использования расчетного крутящего момента;

$K_{ц}$  - коэффициент циклов, учитывающий число циклов нагружения шлицевого соединения.

Номинальное напряжение смятия определяется по формуле

$$\sigma_{см.н} = \frac{M_p}{\frac{D+d}{4} \left( \frac{D-d}{2} - f' \right) \cdot l \cdot z}, \quad (10)$$

где  $M_p$  - расчетный момент;

$D$  - наружный диаметр шлицевого вала;

$d$  - внутренний диаметр шлицевого отверстия;

$f' = f_{вал} + f_{отв}$  - суммарная высота фаски или величина радиуса скругления шлицев вала и втулки.

Полученную величину  $\Pi$  необходимо сопоставить с предельными значениями параметра контактной прочности  $\Pi_n$ .

Величины  $D, d, f_{вал}, f_{отв}, z$  следует принимать по ГОСТ 6033-51 и ГОСТ II39-58.

Величины коэффициентов  $K$ , расчетный момент  $M_p$  и предельные значения контактной прочности  $\Pi_n$  рекомендуется принимать, используя проект нормали для тракторной промышленности [3], разработанной коллективом Проблемной лаборатории БПИ.

#### Исследование на износостойкость

При испытаниях определялась сравнительная износостойкость скользящих шестерен в зависимости от посадочного зазора в шлице-

вом 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 шпиками 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 20ХНР) и валов (сталь 40Х) для всех опытов равнялась НРС 24-27. Средняя удельная нагрузка на шлицах при испытаниях составляла  $115 \text{ кг/см}^2$ .

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 0,20 мм через 0,02-0,03 мм при условии  $\delta < \Delta$ .

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

В результате проведенных стендовых испытаний были получены сравнительные величины износов зубьев скользящих и неподвижных шестерен с симметричным и асимметричным расположением зубчатого венца относительно ступицы, а также износов рабочих и центрирующих поверхностей шлицев эвольвентного и прямобочного профиля в зависимости от величины посадочного зазора в шлицевом соединении.

Анализируя полученные результаты, можно заметить, что преобладающий по величине износ имеют зубья скользящих шестерен с асимметричным расположением зубчатого венца относительно ступицы и с увеличением зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении этот износ увеличивается.

Износ боковых граней шлицев увеличивается пропорционально зазорам, а износ посадочных поверхностей уменьшается и достигает минимального значения после зазоров 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.

Средний износ у скользящих шлицевых соединений боковых поверхностей на 60-80%, а центрирующих - на 10-15% больше, чем у неподвижных шлицевых соединений. Нарастание (темп) износа боковых поверхностей шлицев с увеличением посадочного зазора у скользящих шлицевых соединений больше, чем у неподвижных.

Сравнивая величину износа эвольвентных и прямобочных шлицев, можно заметить, что эвольвентные шлицы изнашиваются по боковым поверхностям на 10-20% меньше, чем прямобочные. Максимальный износ шлицев у асимметричных шестерен в 1,5-2 раза больше, чем у симметричных.

## ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Установлен характер распределения нагрузки в шлицевом соединении шестеренчатой передачи в зависимости от отношения радиусов шлицевого соединения и шестерни, распределения боковых и диаметральных зазоров, перекоса сопряженных деталей и угла расположения шлица на окружности. При этом:

а) максимальную нагрузку несет шлиц, находящийся вблизи действия силы, создающей крутящий момент, и расположенный под углом  $90^\circ$  к линии ее действия, а противоположный шлиц несет минимальную нагрузку;

б) коэффициент  $K_\psi$ , учитывающий неравномерное распределение нагрузки между шлицами, для шлицевых соединений с  $\frac{R}{r_\psi} < 2$  в зависимости от асимметрии шестерни находится в пределах 1,35 - 1,60 для эвольвентных шлицев и 1,60 - 1,85 для прямобочных шлицев.

2. Получены аналитические зависимости, позволяющие определить величину бокового зазора между шлицами вала и ступицы и величину передаваемой нагрузки каждым шлицем при работе сопряженных деталей с перекосом.

3. Разработаны методика и устройство, позволяющие с достаточной точностью экспериментально установить качественное и количественное распределение нагрузки между шлицами при различных видах нагружения независимо от точности изготовления шлицевого соединения.

4. Получено выражение для определения величины осевой силы, возникающей на прямозубых скользящих шестернях. Величина этой силы не зависит от числа оборотов, прямо пропорциональна силе в зубчатом зацеплении, коэффициенту трения, растет с увеличением асим-

метрия расположения зубчатого венца относительно шлицевой части ступицы, зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и отношения

5. Установлены зависимости для определения величины, направления и скорости осевого перемещения прямозубой скользящей шестерни относительно вала.

6. Выявлено совместное влияние зазора и асимметрии на величину износа зубьев шестерен, боковых и центрирующих поверхностей эвольвентных и прямобоочных шлицев и экспериментально установлены зависимости для выбора этих параметров с целью устранения самовыключения скользящих шестерен. При этом установлено:

а) с увеличением зазора в шлицевом соединении шестеренчатых передач износ боковых граней шлицев увеличивается, а износ центрирующих поверхностей уменьшается и после зазора  $\delta = 0,12$  мм центрирующие поверхности не принимают участия в работе;

б) износ боковых поверхностей у скользящих шлицевых соединений на 60-80% больше, чем у неподвижных при одних и тех же посадочных зазорах;

в) износ шлицевых соединений с эвольвентным профилем шлицев по боковым граням на 10-20% меньше, чем у шлицевых соединений с прямобоочным профилем шлицев;

г) тип шлицев (эвольвентные или прямобоочные) не оказывает существенного влияния на износ зубьев шестерен;

д) асимметричные скользящие шестерни при  $\delta > 0,06$  мм имеют значительные осевые и радиальные перемещения, неравномерный износ зубьев по толщине и подвергается самовыключению.

7. 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.

8. Разработан метод расчета подвижных шлицевых соединений шестеренчатых передач, который учитывает основные факторы, влияющие на их износостойкость: условия смазки, твердость, распределение нагрузки между шлицами и по длине шлица, число циклов нагруже-

ная, относительные перемещения сопряженных деталей и степень использования нагрузки.

9. Внедрение разработанных рекомендаций по увеличению надежности сопряженных деталей вал - скользящая шестерня позволило обеспечить годовую экономию только для трактора "Беларусь" МТЗ-50 в размере около 114 тыс. рублей.

Основные вопросы диссертации докладывались в 1967, 1968, 1969 и 1971 гг. на XXIII, XXIV, XXV, XXVI научно-технических конференциях Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института, в 1969 г. и 1970 гг. - на VI и VII научно-технических конференциях Могилевского машиностроительного института и в 1971 году - на секции НТО Минского ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции тракторного завода.

Основное содержание диссертации отражено в следующих опубликованных работах:

1. С.М.Белов, Г.Ф.Бутусов. Исследование нагруженности шлицевого соединения. Реферативный сб. "Новое в технологии машиностроения", вып.2, ЦИТИ Тракторосельхозмаш.М.,1969.

2. С.М.Белов, Г.Ф.Бутусов. Методика исследования скользящих шестерен трансмиссий. Сб.материалов научно-технической конференции. Могилев, 1969.

3. И.С.Щитович, А.Т.Ковальков, Г.Ф.Бутусов и др. Методика расчета влиевых соединений трансмиссий тракторов. Проект нормы для тракторной промышленности. БПИ, Минск, 1969.

4. С.М.Белов, Г.Ф.Бутусов. Пути повышения долговечности машин. Сб. "Автомобили и тракторостроение". Вып. "Динамика движения автомобилей и тракторов". "Высшая школа", Минск, 1970.

АТ 63396. Подписано к печати 8/VII-71 г.

Формат 84x106. Объем 1,2 печ.л.; 1,4 печ.л. Бак. 639. Тир. 200. Бесплатно.  
БЛ. Минск, Ленинский пр., 65.