

М471146

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена  
Трудового Красного Знамени высшее техническое училище  
им. Н.Э.Баумана

НА ДОМ  
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи  
УДК.629.114.4:621.85

ЧОГОВАЦЕ Джумбер Титикович

СНИЖЕНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ В КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧАХ  
АВТОМОБИЛЯ 4x4

05.05.03 - Автомобили и тракторы

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва - 1988

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,  
доцент  
А.А. Полунгян

Официальный оппоненты - доктор технических наук,  
профессор  
А.К. Фрумкин  
- кандидат технических наук  
В.В. Немцов

Ведущее предприятие : ордена Трудового Красного Знамени  
Кутаисский автомобильный завод  
им. Г.К. Орджоникидзе

Защита состоится "13" июня 1988 г. на заседании  
специализированного Совета К 053.15.10 в Московском ордена Ле-  
нина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного  
Знамени высшем " " " " адресу:  
107005, Моск

С дисс \_\_\_\_\_ / им.  
Н.Э.Бауман

Автор

Отзыв \_\_\_\_\_ тью,  
просим выс

Уч  
специализи  
доктор тех

ин

М471146

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Решениями XXVII съезда КПСС намечены пути развития экономики нашей страны на современном этапе. XII пятилетка выдвинула одну из важнейших задач развития экономики — снижение энергозатрат всеми транспортными средствами. Особенно высокие требования предъявляются к автомобильному транспорту, где за пятилетку намечено довести долю грузооборота, осуществляемого автомобилями с дизельными двигателями, до 60 %; увеличить перевозки грузов на 18–19 %. Увеличение скоростей и грузоподъемности предъявляют повышенные требования к прочности конструкции автомобилей. Это выдвигает задачу по разработке уточненных методик расчета с применением ЭВМ, что позволит улучшить экономичность, динамику и надежность автомобиля, а также долговечность его узлов и агрегатов. Ускорить проведение конструкторских и доводочных работ при создании и внедрении новой автомобильной техники.

Автомобиль представляет собой сложную динамическую систему и движение его в реальных условиях эксплуатации происходит как на установившихся, так и на неустойчивых режимах (трогание с места, разгон с переключением передач, торможение), при которых силы на карданных валах достигают своей максимальной величины. Неустойчивые режимы составляют 50–80 % от общего времени эксплуатации автомобиля.

В связи с этим, особую актуальность приобретают работы, направленные на снижение динамических осевых нагрузок в деталях карданных передач и прилегающих к ним агрегатов, вызываемых силами трения в шлицевых соединениях за счет применения в этих соединениях шлиц с полимерным покрытием и выбора рациональных параметров динамической системы автомобиля.

Целью данной работы является оценка динамических осевых нагрузок в деталях карданных передач и прилегающих к ним агрегатов и разработка путей их снижения в полноприводных автомобилях с колесной формулой 4x4 сельскохозяйственного назначения при установившихся и неустойчивых режимах движения на основе комплексного использования результатов испытаний и расчетов на ЭВМ.

Методы исследования. Для решения поставленных задач в работе были использованы основы теории автомобиля, методы математического моделирования, численные методы математического анализа

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1471146

Чоговадзе Д.Т. Снижение осе

МВТУ  
им. Н.Э. Баумана  
БИБЛИОТЕКА

и решения дифференциальных уравнений на ЭВМ. Проверка адекватности математической модели реальным процессам осуществлялась сравнением результатов расчетных и экспериментальных исследований.

Научная новизна работы заключается в том, что разработана математическая модель взаимосвязанной нелинейной динамической системы автомобиля с колесной формулой 4x4, учитывающая особенности работы двигателя внутреннего сгорания и сцепления, взаимосвязь подвески с трансмиссией, взаимосвязь ведущих мостов с коробкой передач и раздаточной коробки передач в сборе через осевые силы в карданных передачах, колебания силового агрегата на собственных упругих опорах в вертикальном продольном и продольно-угловом направлениях.

Разработанная методика расчета на ЭВМ позволила провести:

- расчетные исследования динамических осевых сил в карданных передачах автомобиля со стандартной и экспериментальной вилкой в шлицевых соединениях;

- качественный и количественный анализ влияния динамических процессов в узлах и агрегатах и основных конструктивных параметров автомобиля на величину осевых сил в карданных передачах, на относительное перемещение и скорость шлицованных деталей карданной передачи и на углы наклона карданных валов;

- установление особенностей изменения динамических осевых сил, возникающих в шлицевых соединениях карданных передач приводов переднего и заднего ведущих мостов при резком трогании автомобиля с места.

На основании расчетов и экспериментов выявлены предпосылки, позволяющие снизить динамические осевые силы в карданных передачах за счет применения покрытия шлицев их деталей композиционным полимерным материалом.

Практическая значимость работы заключается в том, что на полноприводном автомобиле с колесной формулой 4x4 сельскохозяйственного назначения создано и испытано шлицевое соединение с экспериментальной вилкой, позволяющей снизить динамические осевые силы в карданных передачах.

Разработанные методики и программы расчета динамики движения автомобиля с колесной формулой 4x4 с учетом осевых сил в карданных передачах позволяют на стадии проектирования и при модернизации существующих конструкций осуществлять рациональ-

ный выбор параметров автомобиля по условию минимума осевых сил в карданных передачах и сократить доводки и объем экспериментальных исследований.

Реализация результатов работы. Результаты исследований нашли практическое применение при разработке методик расчета осевых сил в карданных передачах, относительных перемещений, скоростей в шлицевых соединениях и углов наклона карданных валов автомобиля с колесной формулой 4x4 при резком трогании автомобиля с места на дорогах с твердым покрытием и внедрены на ПО АвтоКАЗ, НАМИ.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на Всесоюзной конференции "Теория и расчет мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания" (октябрь 1985 г.), на Всесоюзном семинаре "Проблемы совершенствования автомобильной техники" (октябрь 1986 г.) на научных семинарах кафедры "Колесные машины" (1985, 1986, 1987 гг.).

Публикации. По результатам диссертационной работы опубликовано 3 научно-технические статьи.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка литературы (109 наименований) и приложения. Общий объем работы 201 с., из них 135 с. машинописного текста, 72 рисунков, 10 таблиц, 4 с. приложения.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность темы диссертации, сформулирована ее цель и дана краткая аннотация работы.

В первой главе проведен краткий обзор работ по исследованию динамических осевых сил в карданных передачах автомобиля, нашедших свое отражение в работах А.К. Фрумкина, Л.И. Егорова и Д.К. Розова, А.Г. Выгонного, С.Н. Иванова, Б.У. Бусела, В.Ф. Козырева, В.В. Чумакова, Н.М. Яценко и других авторов.

В основном, эти работы посвящены исследованию осевых сил в карданных передачах автомобилей с колесной формулой 4x2 или 6x6. Осевые силы в карданных передачах, в основном, определялись экспериментально и своей максимальной величины достигали при резком трогании автомобиля с места. При расчетах не всегда учитывались полностью динамические явления в карданной передаче, а также колебания силового агрегата на собственных упругих опорах.

Коэффициент трения в шлицевых соединениях принимался постоянной величиной. Теоретически исследовалось влияние динамичес-

ких осевых сил на нагруженность трансмиссии при подвижном и неподвижном состоянии шлицевого соединения. Таким образом, требование более точного качественного и количественного исследования данной проблемы вызывает необходимость разработки математических моделей взаимосвязанных нелинейных многомассовых динамических систем, позволяющих изучить особенности изменения динамических осевых нагрузок в карданных передачах и прилегающих к ним агрегатах.

Большое внимание в обзоре уделяется также работам, посвященным снижению динамических осевых сил. Наиболее эффективным путем снижения этих сил считается уменьшение сил трения в шлицевых соединениях карданных передач применением разных сортов смазки или замены трения скольжения трением качения. В данных работах был определен экспериментальным путем коэффициент трения в шлицевом соединении, относительное перемещение и скорости шлицевого вала во втулке, износ, работоспособность соединения при различных температурах.

Неустановившийся режим движения (в основном, при резком трогании с места) характеризуется возникновением максимальных осевых сил в карданных передачах. Поэтому снижение динамических осевых нагрузок в деталях карданных передач и прилегающих к ним агрегатах на этом режиме является актуальным.

Задача снижения динамических осевых сил в карданных передачах на установившихся и неустановившихся режимах движения автомобиля рассматривается в настоящей диссертационной работе и является развитием работ, выше перечисленных авторов.

Таким образом, на основе анализа решаемой проблемы были сформулированы основные задачи данной работы:

- разработка математической модели динамической подсистемы "Коробка передач и раздаточная коробка в сборе на упругих опорах-карданные валы-ведущие мосты на рессорах" с учетом реактивных связей агрегатов трансмиссии;

- разработка математической модели взаимосвязанной нелинейной динамической системы автомобиля с колесной формулой 4x4, учитывающей осевые силы в карданных передачах, работу дизельного двигателя, трансмиссии и подвески, колебания на упругих опорах агрегатов трансмиссии, взаимодействие его основных подсистем;

- разработка методики и программы расчета на ЭВМ, позволяющих проводить расчетные исследования динамических осевых сил в

карданных передачах, а также их степени влияния на нагрузки деталей карданных передач и прилегающих к ним агрегатов. Влияние основных конструктивных параметров на величину осевых сил, на относительное перемещение и скорости шлицевого вала во втулке и углу наклона карданных валов;

- проведение экспериментальных исследований по определению динамических осевых сил в карданных передачах со стандартными и экспериментальными вилками в шлицевых соединениях автомобиля и сопоставить полученные результаты с расчетными;

- разработка конкретных конструктивных и методических рекомендаций по снижению осевых сил в карданных передачах автомобиля.

Во второй главе изложены основные этапы разработки математической модели динамической системы автомобиля с колесной формулой 4x4, описаны математические модели основных его подсистем.

На первом этапе исследования была разработана линейная математическая модель динамической подсистемы "Коробка передач и раздаточная коробка в сборе на упругих опорах-карданные валы-ведущие мосты на рессорах" с учетом реактивных связей агрегатов трансмиссии, объясняющая физический смысл возникновения динамических осевых сил в карданных передачах и влияние на них параметров прилегающих к ним агрегатов. По разработанной математической модели проведены расчеты собственных частот колебаний динамической подсистемы.

Рядом исследований установлено, что входящие в динамическую подсистему автомобиля трансмиссия и подвеска, имеющие элементы с нелинейными характеристиками, вызванные наличием зазоров и сил сухого трения. Учет нелинейных характеристик позволяет исследовать динамические процессы, близкие к реальным.

Связь коробки передач и раздаточной коробки в сборе с передним и задним ведущими мостами осуществляется через осевые силы в карданных передачах. Если сила трения в шлицевых соединениях  $R_{шлнi}$  меньше суммарного вектора инерционных сил силового агрегата  $Q_j^{ин}$ , то карданные передачи и соединяемые ими узлы нагружены осевой силой, равной силе трения  $R_{шлнi}$  в шлицевом соединении. Когда сила трения в шлицевых соединениях  $R_{шлнi}$  больше суммарного вектора инерционных сил силового агрегата  $Q_j^{ин}$  - через карданные валы с неподвижными шлицевыми соединениями массы мостов жестко соединены с массой коробки передач и раздаточной коробкой в сборе.

Все перечисленные факторы и математическая модель указанной

выше динамической подсистемы были учтены при разработке математической модели общей взаимосвязанной нелинейной динамической системы автомобиля с колесной формулой 4x4 с учетом осевых сил в карданных передачах, расчетная схема которой представлена на рис.1. При этом были использованы следующие допущения:

- автомобиль и дорога симметричны относительно продольной плоскости автомобиля;
- рама автомобиля рассматривается как жесткое тело, имеющее продольную ось симметрии;
- угловые колебания автомобиля считаются малыми;
- контакт колеса с дорогой - точечный;
- боковая жесткость шин не учитывается.

Для составления дифференциальных уравнений динамики движения автомобиля в I случае, когда  $F_{\text{шлн}} < \sum Q_i^{\text{кн}}$ , использовалось уравнение Лангранжа II-ого рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} + \frac{\partial \varphi}{\partial q_i} = Q_i$$

- где:  $T$  - кинетическая энергия системы;  
 $P$  - потенциальная энергия системы;  
 $\varphi$  - диссипативная функция, характеризующая потери энергии под действием сил сопротивления;  
 $q_i$  -  $i$ -я обобщенная координата;  
 $Q_i$  - обобщенная сила, соответствующая  $i$ -й обобщенной координате.

Во втором случае, когда  $F_{\text{шлн}} > \sum Q_i^{\text{кн}}$  динамическую систему автомобиля следует описывать дифференциальными уравнениями Лагранжа II рода на основе введения Эйлеровых операторов и множителей связи в следующем виде:

$$\mathcal{E}_s(T) - Q_s = \sum_{\substack{\xi=1 \\ \xi \neq i}}^{i-s} [\mathcal{E}_\xi(T) - Q_\xi] \cdot N_\xi$$

где:  $\mathcal{E}(T)$  - Эйлеровы операторы;  $Q$  - обобщенные силы, отнесенные к обобщенным координатам  $q_i$ ;  $N$  - множители связи;  $i$  - общее число обобщенных координат;  $s$  - число необходимых обобщенных координат;  $\xi$  - число избыточных обобщенных координат.

Было получено и исследовано при расчетах на ЭВМ система уравнений из 19 уравнений второго порядка и два уравнения первого порядка.

Коэффициент трения скольжения в шлицевых соединениях как со стандартной, так и с экспериментальной вилкой задавался экспери-

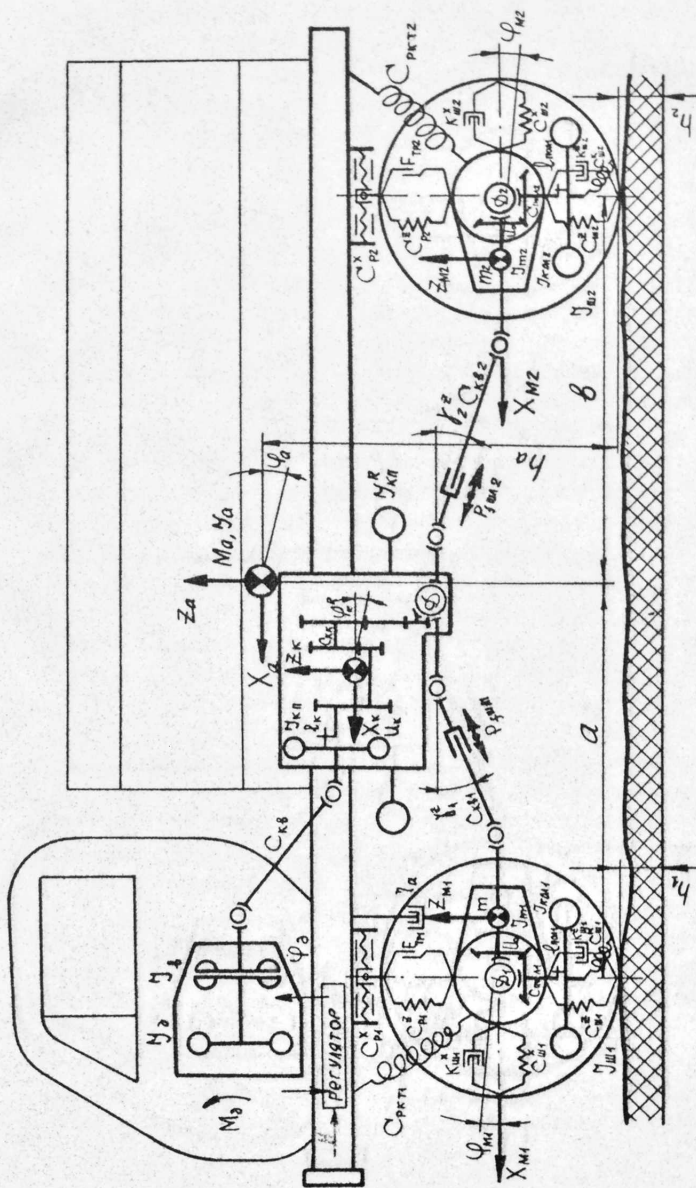


Рис. 1. Расчетная схема динамической системы автомобиля с колесной формулой 4x4

ментальными нелинейными характеристиками в зависимости от удельного давления на шлице, позволяющими исследовать динамические осевые силы в карданных передачах близкие реальным. Выведены уравнения позволяющие определить текущие значения углов наклона карданных валов, относительные перемещения, скорости в шлицевых соединениях с учетом вертикальных, продольных и продольно-угловых колебаний как ведущих мостов на подвеске, так и силовых агрегатов на упругих опорах.

Для решения системы дифференциальных уравнений был выбран путь численного интегрирования на ЭВМ типа ЕС методом Рунге-Кутты IV порядка. Разработанная методика исследования реализована в виде программы расчета, которая позволяет определить, во-первых, динамические крутящие моменты и осевые силы в карданных передачах приводов переднего и заднего ведущих мостов, относительное перемещение в шлицевых соединениях, скорости перемещений и углы наклона карданных валов, во-вторых, динамические нагрузки в деталях карданных передач и прилегающих к ним агрегатов, вызванные силами трения в шлицевых соединениях, в-третьих, проводить исследования влияния основных конструктивных параметров автомобиля на снижение динамических осевых нагрузок в деталях карданных передач и прилегающих к ним агрегатов.

В третьей главе приведены результаты расчетных исследований динамических крутящих моментов и осевых сил в карданных передачах, относительных перемещений и скоростей в шлицевых соединениях, углов наклона карданных валов, сил и моментов действующих на ведущие мосты, на коробку передач и раздаточную коробку в сборе, вызванных осевыми силами, при резком трогании автомобиля с места.

В I случае расчетные исследования динамических осевых сил в карданных передачах проводились по схеме, в которой не были учтены колебания силового агрегата на упругих опорах, то есть концы, соединяющие передний и задний карданные валы в раздаточной коробке, имели заделку.

Расчетные исследования движения автомобиля с колесной формулой 4x4 на неустановившихся режимах были направлены на изучение влияния начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя, коэффициента трения, начального угла наклона карданных валов и жесткостных параметров агрегатов автомобиля на величину крутящего момента, динамической осевой силы, относительного перемещения и скорости в шлицевых соединениях и на углах наклона карданных валов.

Анализ результатов расчета по разработанной методике показал (см. рис. 2), что с увеличением начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя увеличивается крутящий момент (1) и, соответственно, динамические осевые силы в карданных передачах. На карданной передаче привода переднего ведущего моста действует растягивающие осевые силы (2), а на заднем — сжимающие (3).

Применение в шлицевых соединениях вилок с полимерным покрытием, коэффициент трения скольжения которых на 35 % меньше в сравнении со стандартными вилками, приводит к снижению динамических осевых сил в карданных передачах привода переднего ведущего моста на 46,3 %, а заднего на 41 % (при  $n_{\text{дв}} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ), соответственно снижаются силы и моменты, действующие на ведущие мосты со стороны карданных передач.

Влияние начальных углов наклона карданных валов и жесткости подвески ведущих мостов на величину динамических осевых сил и на их горизонтальные составляющие незначительно. В то же время эти величины оказывают существенное влияние на величину вертикальных составляющих осевых сил и моментов, действующих на ведущие мосты со стороны карданных передач.

Расчеты, проведенные по разработанной математической модели показали, что при резком трогании с места автомобиля с колесной формулой 4x4 относительные перемещения и скорости в шлицевых соединениях достигают на передней карданной передаче соответственно 0,043 м и 0,18 м/с, а на задней карданной передаче — 0,038 м и 0,16 м/с.

Применение вилок с полимерным покрытием увеличивает относительное перемещение и скорости в шлицевых соединениях на 17–21 %.

Увеличение начальных углов наклона карданных валов от 0,052 рад до 0,314 рад приводит к увеличению относительных перемещений в шлицевых соединениях на 21,6 %.

Во II случае расчетных исследований были учтены колебания силового агрегата на упругих опорах. Влияние колебаний коробки передач и раздаточной коробки в сборе на упругих опорах незначительно сказывается на максимальные величины осевых сил в карданных передачах.

Максимальные величины относительных перемещений шлицевого вала во втулке в этом случае уменьшаются в среднем на 40 %, скорости перемещения увеличиваются в среднем на 45 %. При этом текущее значение угла наклона карданных валов привода переднего веду-

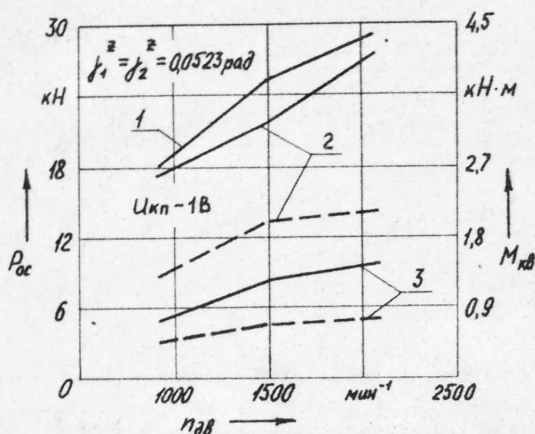


Рис. 2. Расчетные максимальные величины крутящих моментов и осевых сил в карданных передачах при резком трогании автомобиля с места.

Шлицевое соединение: \_\_\_\_\_ стандартное  
 - - - - - экспериментальное

щего моста увеличиваются на 16 %, а заднего – уменьшаются на 20 % по сравнению со случаем без учета колебаний силового агрегата на упругих опорах.

Разработанная математическая модель позволяет проводить расчетные исследования на ЭВМ, показывающие влияние динамических осевых сил в карданных передачах на нагруженность коробки передач и раздаточной коробки в сборе.

Следует отметить, что при резком трогании автомобиля с места силы и моменты, действующие на коробку передач и раздаточную коробку в сборе со стороны карданных передач, достигают своей пиковой величины и вызывают дополнительные нагрузки упругих опор, подшипников выходных валов, а также картеров коробки передач и раздаточной коробки в сборе. Существенное снижение динамических нагрузок, действующих на коробку передач и раздаточную коробку в сборе, вызванных осевыми силами в карданных передачах, достигается при применении вилки с полимерным покрытием в шлицевых соединениях и составляет в среднем 51 %, в сравнении со стандартной вилкой.

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных

исследований, которые подтвердили правильность теоретических разработок данной диссертации.

Для проведения экспериментального исследования с целью снижения динамических осевых сил в карданных передачах был изготовлен опытный образец вилки с композиционным полимерным покрытием шлицев.

Стендовые испытания показали (см.рис.3), что увеличение крутящего момента на карданном валу приводит к линейному увеличению осевых сил в шлицевых соединениях (1,2). В случае с экспериментальной вилкой зависимость осевых сил от крутящего момента подчиняется нелинейному закону (3).

Резкое снижение осевых сил достигается в шлицевых соединениях с экспериментальной вилкой. При крутящем моменте 2,5 кН·м на карданном валу с применением смазки в шлицах снижение мгновенных величин осевых сил незначительно, а при применении экспериментальной вилки достигается снижение этих сил в два раза по сравнению со смазанными шлицами.

Осевые силы в шлицевых соединениях зависят также от жесткости карданных валов. При одинаковом крутящем моменте осевые силы на переднем карданном валу (1) на 7 % меньше, чем на заднем (2).

Экспериментальные дорожные испытания показали, что динамические осевые силы в карданных передачах зависят от начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя, номера включенной передачи в коробке передач, при котором трогается автомобиль, и своей максимальной величины достигает при резком трогании автомобиля с места на первой высшей передаче. При резком трогании автомобиля с места изменение динамических осевых сил в передней и задней карданной передаче неодинаково как по знаку, так и по величине (см. рис.4). Передний карданный вал нагружается в 2-2,5 раза большей растягивающей силой, чем задний карданный вал, испытывающий сжимающую осевую силу.

Эксперимент показал, что при резком трогании автомобиля с места на 10 % подъеме карданные передачи нагружаются на 30 % большими динамическими осевыми силами, чем при резком трогании на горизонтальной асфальто-бетонной дороге и на 10 % меньше, чем при резком трогании автомобиля с места на песке. При включении в раздаточной коробке блокированного привода увеличиваются пиковые величины динамических осевых сил и крутящих моментов, изме-

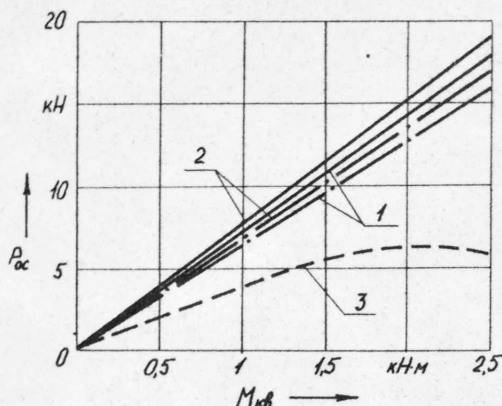


Рис. 3. Изменение осевых сил в карданных передачах в зависимости от крутящего момента.

Шлицевое соединение: — без смазки, - - - со смазкой, — — — с экспериментальной вилкой

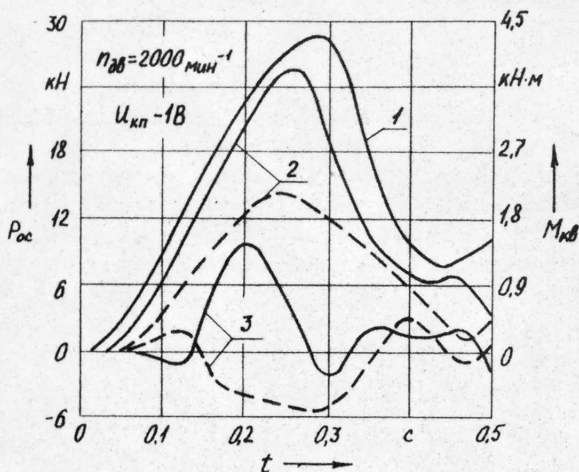


Рис. 4. Изменение крутящего момента (I) и динамических осевых сил на передней (2) и задней (3) карданных передачах при резком трогании автомобиля. Шлицевое соединение: — стандартное, — — — экспериментальное

няется также характер протекания осевых сил в сравнении с дифференциальным приводом.

Существенное снижение осевых сил в карданных передачах при резком трогании автомобиля с места достигается при применении экспериментальной карданной передачи со шлицами с полимерным покрытием и составляет 42–56,6 % по сравнению со стандартными шлицевыми соединениями.

Очень важным режимом при эксплуатации автомобиля является трогание и разгон с переключением передач в условиях с повышенным сопротивлением движения. На максимальные величины динамических осевых сил в карданных передачах приводов переднего и заднего ведущих мостов оказывает влияние порядок переключения передач.

При преодолении 10 % подъема динамические осевые силы увеличиваются в среднем на 25–31 % по сравнению с 8 % подъемом.

Динамические осевые силы в карданных передачах при резком трогании на заднем ходу и при торможении автомобиля имеют противоположное направление действия по сравнению с резким троганием автомобиля с места вперед.

Осевые силы в карданных передачах имеют динамический характер изменения во времени и при движении на установившемся режиме и изменяются в зависимости от дорожных условий, от скорости и от типа привода ведущих мостов. Детали карданной передачи и прилегающие к ним агрегаты нагружаются знакопеременными осевыми силами.

Применение в шлицевых соединениях вилок с полимерными покрытиями снижает осевые силы в карданных передачах при движении автомобиля на установившемся режиме в среднем на 40–45 %.

Формирование осевого перемещения в шлицевых соединениях происходит за счет углов поворота ведущих мостов и за счет прогибов подвески ведущих мостов и упругих опор в коробке передач и раздаточной коробке в сборе.

Следует отметить, что при резком трогании автомобиля с места формирование осевых перемещений в шлицевых соединениях карданных передач в пределах  $t \leq 0,15$  с осуществляется за счет поворота ведущих мостов, а при  $t > 0,15$  с как за счет углов поворота, так и прогибов подвески ведущих мостов и упругих опор силового агрегата.

Применение в шлицевых соединениях вилки с полимерным покрытием незначительно влияет на углы поворота ведущих мостов и на

прогиб подвески заднего ведущего моста, а прогиб подвески переднего ведущего моста увеличивается в среднем на 10-25 %.

Сопоставление экспериментальных и расчетных данных как по крутящему моменту на карданном валу, так и по динамическим осевым силам в карданных передачах и по углу поворота ведущих мостов показало удовлетворительную точность и надежность разработанной математической модели и методики расчета на ЭВМ.

В приложении приведено:

акты внедрения разработанной в диссертации методики и программы расчета на АвтоКАЗ и НАМИ.

#### · ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработанная математическая модель динамической системы автомобиля с колесной формулой 4x4, учитывающая взаимодействия его основных подсистем, осевых сил в карданных передачах и колебаний силового агрегата на упругих опорах, позволяет определить динамические осевые нагрузки в деталях карданных передач и прилегающих к ним агрегатов, относительные перемещения и скорости в шлицевых соединениях, углы наклона карданных валов, дает возможность установить основные конструктивные и другие факторы, влияющие на их значения, обосновать выбор параметров проектируемых агрегатов автомобиля.

2. Разработанная методика расчетов на ЭВМ динамической системы автомобиля с колесной формулой 4x4 позволяет дать оценку динамическим осевым нагрузкам, действующим на детали карданных передач и прилегающие к ним агрегаты, вызванных силами трения в шлицевых соединениях, и наметить пути их снижения на стадии проектирования автомобиля.

3. Расчетными исследованиями установлено, что при резком трогании автомобиля с места учет колебаний силового агрегата на упругих опорах дает следующие результаты:

а) относительные перемещения в шлицевых соединениях уменьшаются в среднем на 40 %, а скорости перемещений увеличиваются на 45 %;

б) угол наклона переднего карданного вала увеличивается на 16 %, а заднего - уменьшается на 20 %.

4. Расчеты показали, что при резком трогании автомобиля с места с применением в шлицевых соединениях карданной передачи вилки с полимерным покрытием, когда максимальное значение коэф-

коэффициента трения на 35 % меньше коэффициента трения серийно вилки:

а) относительные перемещения в шлицевых соединениях увеличиваются на 12-17 %, а их скорости на 20-21 %;

б) силы и моменты, действующие на ведущие мосты и на коробку передач и раздаточную коробку со стороны карданных передач уменьшаются в среднем на 47 %.

5. Стендовые испытания показали, что величины осевых сил в карданных передачах при применении серийной вилки в шлицевых соединениях линейно увеличиваются с возрастанием крутящего момента, а при применении вилки, покрытой полимерной пленкой, наблюдается нелинейный характер, при котором эти силы снижаются в два раза. Увеличение крутильной жесткости карданного вала на 30 % приводит к уменьшению осевых сил на 7 %.

6. Расчетные и экспериментальные исследования показали, что при резком трогании автомобиля с места карданная передача привода переднего ведущего моста нагружаются в 2-2,5 раза большей растягивающей динамической осевой силой, чем карданная передача привода заднего ведущего моста сжимающей осевой силой. При движении автомобиля на установившихся режимах детали карданных передач и прилегающих к ним агрегатов нагружаются знакопеременными осевыми силами.

7. Экспериментальными исследованиями установлено, что на качественную и количественную картину изменения динамических осевых сил в карданных передачах при движении автомобиля на установившихся и неустановившихся режимах оказывает влияние начальная частота вращения коленчатого вала двигателя, номер передачи в коробке передач, тип привода ведущих мостов, дорожные условия, скорость и углы подъема дороги. Например, при резком трогании автомобиля с места на дороге, имеющей 10-ый подъем, динамические осевые силы увеличиваются на карданных валах в среднем на 30 %, на песке уменьшаются на 10 %, а при преодолении 10-ого подъема увеличиваются на 25 % в сравнении с горизонтальной асфальто-бетонной дорогой.

8. Расчетные и экспериментальные исследования показали, что применение карданной передачи с экспериментальной вилкой, имеющей полимерное покрытие шлицев, снижает динамические осевые силы в карданных передачах на 45-57 % при движении автомобиля как на установившихся, так и на неустановившихся режимах и создает благо-

приятные условия работы этих соединений.

9. Разработанные методики комплексных расчетно-экспериментальных исследований уровня динамической нагруженности деталей карданных передач и прилегающих к ним агрегатов динамическими осевыми силами и пути их снижения для автомобиля с колесной формулой 4x4 апробированы и внедрены на ПО АвтоКАЗ, НАМИ.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Семенов В.М., Полунгян А.А., Чоговадзе Д.Т. Расчет собственных частот колебаний динамической системы автомобиля типа 4x4 с учетом осевых сил в карданных передачах // Теория и расчет мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюзн. конферен. - Тбилиси, 1985 - С. 123.

2. Чоговадзе Д.Т., Полунгян А.А., Киселев Д.В., Семенов В.М. Распределение осевых сил, возникающих в карданных валах при движении автомобиля с колесной формулой 4x4 // Известия ВУЗов. - М.: Машиностроение. - 1986. - № 8. - С. 102-105.

3. Чоговадзе Д.Т. Экспериментальное исследование осевых сил в карданной передаче автомобиля с колесной формулой 4x4 // Проблемы совершенствования автомобильной техники: Тез. докл. Всесоюзн. семинара - М., 1986 - С. 114

2. 4/2

Л-046206. Объем I п.л. Заказ 521. Тираж 100

Типография МВТУ им.Баумана

