

Украинский транспортный университет

На правах рукописи

СОЛТУС Анатолий Петрович

ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И РАСЧЕТА
УПРАВЛЯЮЩИХ КОЛЕСНЫХ МОДУЛЕЙ

Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Киев –1994



диссертацией является рукопись.

Работа выполнена в Кременчугском филиале Львовского государственного политехнического университета

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
Кошарный Николай Федорович

Официальные оппоненты: - заслуженный деятель науки и техники
Украины, доктор технических наук, профессор Лебедев Анатолий Тихонович
- доктор технических наук, профессор, чл.-кор. И.А. Украины
Кальченко Борис Иванович
- доктор технических наук, профессор
Сахно Владимир Прохорович

Ведущая организация: Кременчугский автомобильный завод


Защита состоится "23" февраля 1995 года в
10 часов на заседании специализированного совета
Д 068.09.02 при Украинском транспортном университете
по адресу: 252010, Киев 10, ул. Суворова, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

Автореферат разослан 2 января 1995 года

Ученый секретарь
специализированного совета
профессор


Н. Н. Дмитриев

В-34. 292
СВЯЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Тенденция проектирования автомобилей, которая наметилась в мировой практике, — проектирование комплексных систем, объединенных общей функциональной целью.

Свойства таких систем, которые будем в дальнейшем называть функциональными модулями, должны зависеть как от свойств отдельных его элементов, так и их связей. В этом случае весьма эффективным инструментом модульного проектирования автомобиля становится САПР.

Одной из важнейших систем автомобиля является комплекс, объединяющий механизмы и устройства рулевого управления и управляемые мосты с колесами. Поскольку такой комплекс является механизмом, преобразующим управляющий сигнал в управляющий фактор, то назовем рассматриваемую систему управляющим колесным модулем.

В настоящее время конструкции управляющих модулей автомобилей ещё далеки от совершенства. Основные недостатки это: энергоемкость рулевого управления, недостаточная стабилизация управляемых колес, низкочастотные и высокочастотные колебания управляемых колес, обуславливающие повышенный износ шин и др.

К настоящему времени многие вопросы теории и расчета отдельных элементов системы нашли освещение в трудах отечественных и зарубежных исследователей. Большая часть работ относится к рулевому управлению, в частности работы Лысова М.И., Литвинова А.С., Чайковского И.П., Иларионова В.А., Фаробина Я.Е., Гинцбурга Л.Л., Я.Тасорика и др.

Многие вопросы решены полуэмпирически в конструкторских бюро заводов и НИИ.

Однако накопленный научный и практический опыт ещё не обобщен и не развит в такой мере, чтобы можно было бы считать, что основы

теории рабочего процесса и расчета рулевых управлений созданы. Таким образом, это ещё остается проблемой.

Наиболее слабо развита теория рабочего процесса комплексной системы – управляющего колесного модуля.

Эту проблему можно отнести к числу особо актуальных, поскольку от совершенства системы в целом зависят такие важнейшие свойства автомобиля как управляемость, устойчивость, безопасность движения, топливная экономичность.

Целью настоящей работы является разработка основ теории рабочего процесса и расчета конструктивных параметров управляющих колесных модулей.

В качестве объекта исследования выбраны управляющие модули массовых двух, трех и четырехосных автомобилей. Их выбор обусловлен общностью рабочих процессов с точки зрения механики и перспектив создания на их основе теории управляющих модулей, обладающих заданными свойствами.

Анализ литературных источников показывает, что существующие теории и методы расчета параметров как управляемых мостов, так и рулевых управлений не отвечает требованиям практики, поскольку проектирование ведется раздельно, без комплексного учета всех требований, которые должна в целом система выполнять. Многие параметры системы выбираются экспериментально. При этом невозможно определить, насколько они приближаются к оптимальным. В конечном итоге свойства спроектированной системы выявляются только на стадии экспериментальных исследований, а отсутствие теории управляющего колесного модуля не позволяет вести проектирование системы с прогнозируемыми свойствами.

Предметом исследования являются закономерности кинематики и динамики рабочего процесса механизмов, входящих в комплексную

систему – управляющий колесный модуль, критерии их конструкции и пути оптимизации конструктивных параметров на стадии проектирования автомобилей.

Работа базируется на исследованиях, выполненных автором в 1974 ÷ 1978 г.г. на Кременчугском автомобильном заводе и Камском объединении по производству большегрузных автомобилей в 1981 ÷ 1990 г.г.

Общая методология исследования.

В исследовании принят системный подход, который предусматривает выделение целостной системы – управляющего колесного модуля из общей системы "водитель-автомобиль-дорога", выявление основных ее свойств и внутренних связей, создание математической модели ее рабочего процесса критериев эффективности и на их основе разработка методики расчета оптимальных параметров системы на базе современной вычислительной техники.

Научная новизна работы.

1. Впервые теория рулевого управления автомобиля создавалась на основе анализа функционирования комплексной системы – управляющего колесного модуля.

2. Сформированы методологические основы системного подхода к исследованию рабочего процесса управляющих колесных модулей.

3. Разработана теория и математическая модель рабочего процесса управляющего колесного модуля, включающая классификацию, критерии эффективности, выражения усилия на рулевом колесе, передаточные функции рулевого привода, параметры устойчивости управляемых колес против колебаний и их стабилизацию и др., как функции конструктивных параметров системы, а также зависимости, опреде-

ляющие динамику и кинематику элементов рассматриваемой системы.

4. На основе математической модели рабочего процесса системы разработана методика оптимизации параметров управляющего модуля, позволившая не только количественно оценить влияние упругих и демпфирующих характеристик шин, параметров управляемого моста, рулевого управления, базы автомобиля и конструктивных особенностей задней тележки на функциональные свойства системы, но и определить такое их сочетание, при котором предъявляемые к ней требования будут выполняться.

5. Создан комплекс экспериментального оборудования для исследования управляющих модулей.

6. Получен комплекс новых теоретическо-экспериментальных данных о характеристиках рабочего процесса управляющих колесных модулей.

7. Сформулированы и реализованы общие принципы оптимизации конструктивных параметров управляющих колесных модулей.

Достоверность результатов подтверждена сравнением результатов расчетов основных показателей рабочего процесса управляющих модулей с экспериментальными данными, полученными в идентичных условиях. Экспериментальные исследования проведены с применением современного измерительного оборудования. Отличие расчетных теоретических величин параметров от экспериментальных не превышает 15%.

Практическая ценность. Результаты исследования позволяют:

- на стадии проектирования научно-обоснованно определять оптимальные конструктивные параметры управляющих колесных модулей;
- совершенствовать параметры существующих рулевых управлений с учетом различных модификаций базовой модели, типа ходовой части и особенностей эксплуатации;
- прогнозировать функциональные свойства систем управления автомобилей;

— оценивать совершенство существующих управляющих колесных модулей и определить оптимальное направление повышения их функциональных свойств.

Реализация работы. Результаты исследований внедрены в производство в ходе выполнения научно-исследовательских тем согласно хоздоговорам с КамАЗ в период с 1982 — 1990 г.г. Они нашли применение при совершенстве конструкции управляющих модулей серийных автомобилей КамАЗ, в бюро расчетов УГК КраЗа, касающихся определения параметров рулевых управлений, оптимального угла развала управляемых колес автомобилей КраЗ колесной формулы бхб, маневренности трехосных автомобилей, разработке перспективных управляющих колесных модулей семейства четырехосных автомобилей КамАЗ, обеспечив экономии средств и сокращение сроков на доводку и постановку их на производство.

Апробация работы. Отдельные этапы и основные результаты работы систематически докладывались на НТС КамАЗ — 1983, 1984, 1985, 1986, 1987, 1989, 1990 г.г. на XI научно-техническом семинаре "Качение эластичного колеса" 28 сентября 1985 г. в г. Горьком, на заседаниях кафедры "Автомобили" КАДИ в 1987, 1989, 1992 г.г., на НТС Кременчугского филиала ХПИ 1984, 1986, 1988, 1990 г.г., на заседаниях кафедры "Автомобили и тракторы" Кременчугского филиала ХПИ в 1983, 1985, 1988, 1990, 1992 г.г.

Публикации работы. Основные результаты экспериментальных исследований, теории и методов расчета управляющих колесных модулей опубликованы в 22 научных работах, включая депонированную монографию 10 п.л. Список работ, опубликованных в изданиях союзного и республиканского значения, приведен в автореферате.

Объем работы. Диссертация включает введение, семь глав, выво-

ды, библиографию Содержит 460 страниц, из которых основного машинописного текста 283 страниц, иллюстрированного 119 рисунками и 11 таблицами. В списке основной использованной литературы приведены 315 наименования, в том числе 116 иностранных авторов.

Содержание диссертации

Первая глава "Состояние вопроса и задачи исследования" посвящена рассмотрению объекта и предмета исследования.

Объектом исследования принята комплексная система, включающая рулевое управление, управляемый мост с эластичными колесами. Показано, что рулевое управление автомобиля, состоящее с рулевого механизма, рулевого привода и усилителя, необходимо рассматривать совместно с управляемым мостом и колесами, поскольку только такая система способна выполнить функциональную задачу - преобразовать управляющий момент, подведенный к рулевому колесу, в поворачивающий фактор, создающийся в контакте колесо - опорная поверхность. Поскольку основным звеном реализации этого фактора являются управляемые колеса, поэтому система получила название "управляющий колесный модуль".

Сформулированы основные требования к управляющему модулю, специфические с точки зрения прежде всего управляемости автомобиля. Все требования, предъявляемые к управляющему модулю, подразделены на функциональные и ограничительные. При этом к функциональным требованиям относятся легкость управления, стабилизация и устойчивость управляемых колес против колебаний, долговечность шин, маневренность и кинематическая чувствительность управления. В свою очередь ограничительные разделяются на параметрические (ограничение размеров, формы, объема и т.д.), декретизирующие (ограничения, на-

ладываемые ГОСТ, ОСТ, правилами ЕЭК ООН, физической сущностью явлений протекания процесса и т.д.) и эксплуатационные (выполнение условий прочности, надежности, долговечности, себестоимости и т.д.).

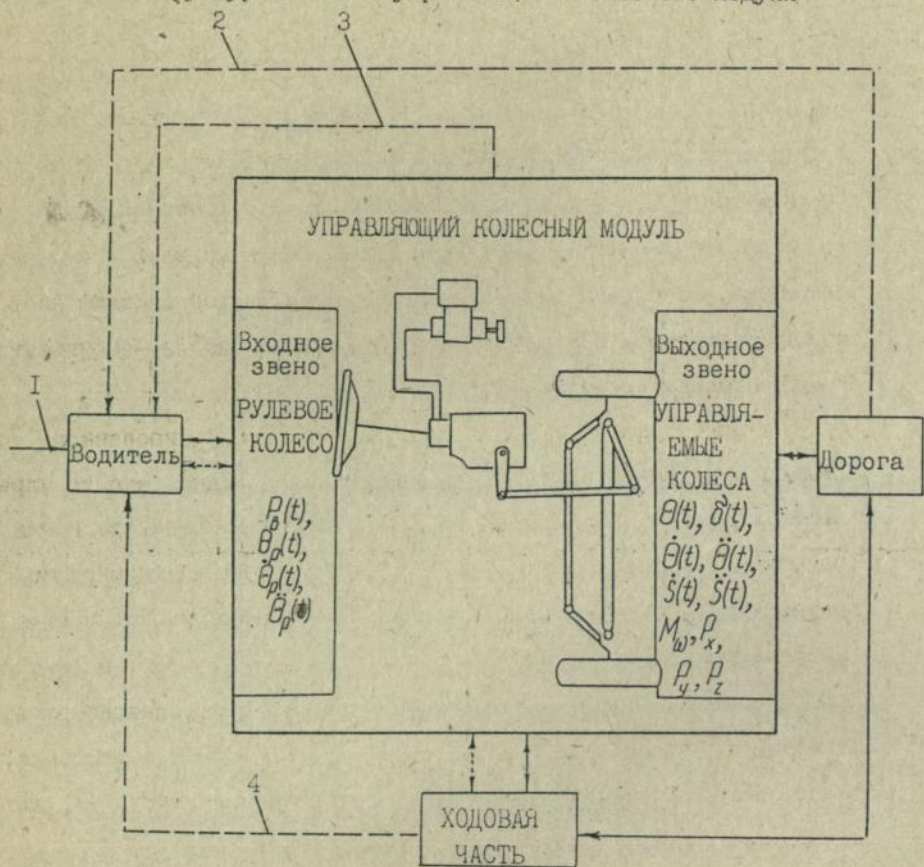
Что же касается рулевого управления, то оно является связующим звеном между водителем и осями шкворней управляемых колес. Однако ясно, что само по себе рулевое управление не в состоянии выполнить сформулированные выше функциональные требования.

Разработанные классификация управляющих модулей и структурная схема, выделенные свойства и связи элементов системы позволили определить общие для систем элементы, а в итоге - конкретизировать предмет исследования.

На рис. 1 приведена структурная схема унифицированного управляющего колесного модуля. Из анализа рис. 1 видно, что на управляющий модуль оказывает непосредственное воздействие водитель, дорога, ходовая часть автомобиля. действия водителя формируются конкретной задачей, связанной с обеспечением движения автомобиля по определяемой водителем траектории (канал 1); дорогой, информирующей о состоянии покрытия, ширине проезжей части, освещенности, дорожной ситуации и т.д. (канал 2); ходовой частью автомобиля, определяющей динамику и кинематику его движения (канал 4); конструктивными параметрами управляющего модуля (канал 3).

Входным звеном модуля является рулевое колесо, а входными параметрами - усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу $P_p(t)$, угол $\theta_p(t)$, угловая скорость $\dot{\theta}_p(t)$ и ускорение $\ddot{\theta}_p(t)$ поворота последнего. Величина усилия является мерой силового взаимодействия водителя и управляющего модуля, а угол поворота рулевого колеса, скорость и ускорение характеризуют управляющее воздействие водителя на модуль. Входные параметры, задаваемые водителем, формируются его профессиональными навыками, дорожной ситуацией, конструк-

Структурная схема управляющего колесного модуля



- динамическое (силовое) воздействие;
- кинематическое воздействие,
- - - - - информационное воздействие.

Рис. 1.

тивными параметрами модуля и автомобиля в целом.

Выходным звеном модуля являются управляемые колеса, а выходными параметрами — углы $\theta(t)$, угловые скорости $\dot{\theta}(t)$ и ускорения $\ddot{\theta}(t)$ поворота колес относительно осей шкворней, углы увода $\delta(t)$, скорость $\dot{\delta}(t)$, ускорение $\ddot{\delta}(t)$ движения управляемых колес, моменты сопротивления повороту их шин M_w , равнодействующие P_x, P_y, P_z сил в контакте шин с опорной поверхностью.

Проведен анализ влияния диаметра рулевого колеса и угла его установки на скорость вращения и усилие, развиваемое водителем на колесе, передаточных чисел и к.п.д., применяемых рулевых механизмов, конструктивных особенностей шкворневых узлов автомобилей и зависимостей определения моментов трения в подшипниках шкворневых узлов автомобилей.

Поскольку каждая из подсистем, входящая в управляющий модуль, характеризуется своими передаточными функциями, поэтому результирующая функция, которая описывает свойства модуля, является сложной функцией параметров рабочих процессов подсистем и связей, объединяющих эти подсистемы в модуль.

В главе дан анализ известных работ, посвященных исследованию рабочих процессов подсистем модуля, уделяется особое внимание таким требованиям как легкость управления, стабилизация и устойчивость колес против колебаний, долговечность шин.

Отмечено, что как правило исследуется раздельно каждое из требований, предъявляемое к системе, и не учитывается взаимное влияние параметров модуля на все требования.

Наибольшее развитие получили исследования таких элементов рабочего процесса, как составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес на месте, несмотря на то, что общим случаем является их поворот во время движения. В работе поворот управляемых

колес на месте рассматривается как частный случай движения при скорости движения автомобиля, равной нулю. На основании анализа сделан вывод, что к настоящему времени отсутствуют зависимости, позволяющие определить этот момент как функцию конструктивных параметров колес и управляемого моста, скорости и траектории движения автомобиля.

Рассмотрены работы, посвященные исследованию стабилизации управляемых колес. Анализ проведенных исследований показал, что существуют две точки зрения на стабилизацию колес: первая - стабилизацией считать свойство управляемых колес сохранять нейтральное положение и автоматически возвращаться к нему при снятом усилии с рулевого колеса, и вторая - только свойство управляемых колес возвращаться в нейтральное положение при снятом усилии с рулевого колеса.

Если учесть, что свойство колес сохранять нейтральное положение - это устойчивость против колебаний, тогда очевидно, что в первом случае в понятие стабилизации включаются, с нашей точки зрения, два противоречивые свойства: устойчивость колес против колебаний и самовозврат колес к нейтральному положению (собственно стабилизация в нашем понимании).

Отсутствует методика, позволяющая определить показатели стабилизации управляемых колес на стадии проектирования автомобиля, а принятое известное разделение всех моментов, действующих в системе управляющего модуля на стабилизирующие и дестабилизирующие, не позволяет рассчитать величину угла недоворота колес к нейтральному положению.

Особое внимание в работе уделяется анализу работ, посвященных исследованию устойчивости управляемых колес против колебаний, как наиболее сложному и малоизученному вопросу. Среди исследова-

телей выделены работы М.В. Келдыша, И.С. Колесникова, Л.И. Гродко, Д.Ф. Фортункова, И.В. Балабина, В.И. Кнороза, В.А. Перегона, А.П. Гречко, Г. Беккера, Г. Фромма, А. Контровича, Г. Пасежки и др.

Анализ работ показывает, что к настоящему времени существуют две концепции, объясняющие появление колебаний. Сторонники первой из них считают, что колебания колес обусловлены гироскопическим эффектом, имеющим место между угловыми колебаниями управляемого моста относительно продольной оси автомобиля и управляемыми колесами относительно осей шкворней, а представители другой — динамическими и кинематическими факторами эластичной шины. К настоящему времени не раскрыт механизм подвода энергии к управляемым колесам при их колебании, невозможно определить влияние конструктивных параметров управляющего модуля на устойчивость движения.

В данной главе проведен также анализ работ, посвященных исследованию влияния наклонов шкворней, углов развала и схождения, радиуса кривизны траектории движения на износ шин управляемых колес, из которого делается вывод о том, что перечисленные выше требования исследуются раздельно без учета взаимного влияния параметров системы.

Что же касается работ, в которых бы рулевое управление, управляемый мост с колесами рассматривались как целостная система, то к настоящему времени, насколько нам известно, таковых не имеется. Вместе с тем, как следует из проведенного в данной главе анализа, оптимизировать параметры рулевого управления возможно только в составе управляющего модуля. При этом недостаточно изученными являются вопросы определения сопротивления повороту шин управляемых колес в движении, передаточных чисел трапеции и привода с учетом жесткости подвески, углов недворота управляемых колес к нейтральному положению, устойчивости управляемых колес против колебаний, дополнительного влияния колес неуправляемых мостов на рабо-

чий процесс системы.

Для достижения поставленной в работе цели намечено решение следующих задач:

- разработать математическую модель эластичной шины управляемого колеса, позволяющую учесть ее влияние на легкость управления, стабилизацию и устойчивость колес против колебаний, долговечность шин, маневренность и кинематическую чувствительность управления;
- получить аналитические зависимости составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес, обусловленные равнодействующими реакций опорной поверхности;
- создать методику определения параметров кинематики рулевого привода с учетом жесткости подвески;
- определить влияние характеристик шин неуправляемых колес, баз автомобиля и задней тележки на рабочий процесс колесного модуля;
- разработать математическую модель рабочего процесса управляющего колесного модуля;
- создать экспериментальную установку и получить экспериментальные данные для проверки адекватности разработанной математической модели рабочего процесса реальным процессам;
- разработать методику оптимизации конструктивных параметров управляющего колесного модуля.

Вторая глава "Физические основы механики эластичного управляемого колеса" посвящена исследованию взаимодействия эластичного управляемого колеса с опорной поверхностью. Основными частными задачами аналитического исследования явились: определение кинематических и силовых параметров процесса взаимодействия шины с недеформируемой опорной поверхностью; установление закономерностей, описывающих влияние смещения центра поворота относительно геометрического центра отпечатка, скорости и траектории движения на величину момента сопротивления повороту шины управляемого колеса.

Для решения этих задач управляемое колесо моделируется множеством элементарных эластичных колес (см. рис. 2), каждое из которых имеет свою элементарную контактную площадку dF , жесткий обод и эластичные боковины. Элементарные колеса одного ряда связаны валом. Валы соединены передачей; обеспечивающей поворот всех валов, а следовательно и элементарных колес на одинаковый угол.

Если центр поворота будет находиться в пределах контактного отпечатка, то при повороте эластичного колеса на месте предельный по сцеплению момент сопротивления повороту шины в общем виде определяется по формуле

$$M_{y_{max}} = \int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1(x)}^{y_2(x)} \rho \psi \rho(x, y) dy dx, \quad (1)$$

Модель эластичного колеса

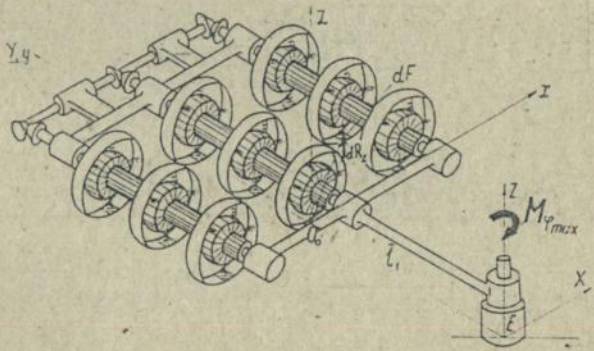


Рис. 2

- где $M_{y_{max}}$ — предельный по сцеплению момент сопротивления повороту шины;
- ρ — давление шины на опорную поверхность;
- ψ — коэффициент сцепления;
- $\rho(x, y)$ — радиус от центра поворота до центра площадки элементарного колеса.

Для получения универсальной зависимости определения момента отпечатки шин, имеющие в общем случае форму эллипса, овала, круга, приводятся к равновеликому по моменту сопротивления повороту прямоугольнику. Такая замена позволила в результате нахождения интеграла (I) получить зависимость для расчета предельного момента, которая по сравнению с существующими уточняет расчетный аппарат.

$$\begin{aligned}
 M_{y_{\max}} = & \varphi \frac{R_z}{\alpha \beta} \left[\left(\frac{\alpha}{2} + y \right)^3 \ln \frac{\frac{\beta}{2} + l_0 + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} + y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right)^2}}{\frac{\alpha}{2} + y} + 2 \left(\frac{\alpha}{2} + y \right) \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right) \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} + y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right)^2} + \right. \\
 & + \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right)^3 \ln \frac{\frac{\alpha}{2} + y + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} + y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right)^2}}{\frac{\beta}{2} + l_0} + \left(\frac{\alpha}{2} + y \right)^3 \ln \frac{\frac{\beta}{2} - l_0 + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} + y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right)^2}}{\frac{\alpha}{2} + y} + \\
 & + 2 \left(\frac{\alpha}{2} + y \right) \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right) \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} + y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right)^2} + \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right)^3 \ln \frac{\frac{\alpha}{2} + y + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} + y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right)^2}}{\frac{\beta}{2} - l_0} + \\
 & + \left(\frac{\alpha}{2} - y \right)^3 \ln \frac{\frac{\beta}{2} + l_0 + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} - y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right)^2}}{\frac{\alpha}{2} - y} + 2 \left(\frac{\alpha}{2} - y \right) \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right) \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} - y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right)^2} + \\
 & + \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right)^3 \ln \frac{\frac{\alpha}{2} - y + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} - y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} + l_0 \right)^2}}{\frac{\beta}{2} + l_0} + \left(\frac{\alpha}{2} - y \right)^3 \ln \frac{\frac{\beta}{2} - l_0 + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} - y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right)^2}}{\frac{\alpha}{2} - y} + \\
 & + 2 \left(\frac{\alpha}{2} - y \right) \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right) \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} - y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right)^2} + \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right)^3 \ln \frac{\frac{\alpha}{2} - y + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2} - y \right)^2 + \left(\frac{\beta}{2} - l_0 \right)^2}}{\frac{\beta}{2} - l_0}, \quad (2)
 \end{aligned}$$

где R_z — равнодействующая нормальных реакций опорной поверхности;

α, β — большая и малая оси равновеликого отпечатку шины прямоугольника;

y — расстояние от центра поворота до малой оси отпечатка шины;

l_0 — плечо обкатки.

Исследованиями установлено, что поворот управляемого колеса вокруг шкворня во время движения вызывает закручивание тела шины, находящегося между элементами шины, контактирующими с опорной поверхностью и относительно жестким ободом. При этом угол закручивания тела шины, при прохождении центром колеса элементарного пути ds , будет определяться по формуле

$$d\theta_3 = \frac{\partial \theta}{\partial s} ds, \quad (3)$$

где $d\theta_3$ - угол закручивания тела шины при прохождении элементарного пути ds ;

$\frac{\partial \theta}{\partial s}$ - градиент закручивания тела шины.

Задача расчета угла закручивания тела шины сводилась к определению протяженности пути, на которой происходит это закручивание.

Установлено, что протяженность пути, который обуславливает угол закручивания тела шины, составляет $\frac{a}{2} + y$, а непосредственно его величина определяется следующей зависимостью

$$\theta_3 = \left(\frac{a}{2} + y\right) \frac{\dot{\theta}(t)}{\dot{s}(t)}, \quad (4)$$

где $\dot{\theta}(t)$ - угловая скорость поворота цапфы относительно оси шкворня;

$\dot{s}(t)$ - скорость движения центра колеса.

В результате анализа проведенных исследований в работе делается вывод, что при повороте управляемого колеса на месте и во время движения происходит закручивание тела шины между жестким ободом и элементами шины, контактирующими с опорной поверхностью. Однако при повороте на месте, учитывая, что центр поворота лежит в пределах контактного отпечатка, этот угол закручивания будет углом поворота колеса, а во время движения угол закручивания будет являться функцией размеров контактного отпечатка, смещения центра поворота относительно малой оси, угловой скорости поворота колеса отно-

сительно оси шкворня и скорости его движения.

В таком случае полученные в работе зависимости для определения момента сопротивления повороту управляемых колес на месте используются для расчета момента сопротивления повороту во время движения при подстановке в них вместо угла поворота колеса на месте величину угла закручивания шины, определяемого зависимостью (4).

В данной главе рассматриваются также моменты, обусловленные равнодействующими реакций опорной поверхности относительно оси шкворня. При движении эластичного управляемого колеса по криволинейной траектории переменной кривизны его силовое взаимодействие с опорной поверхностью в общем случае характеризуется тремя реакциями R_x , R_y , R_z , направленными вдоль осей X , Y , Z системы координат, начало которой совпадает с центром отпечатка и четырьмя моментами M_x , M_y , M_ω , M_ω , три из которых действуют относительно осей координат, а последний — относительно центра поворота отпечатка.

В отличие от неуправляемого в отпечатке шины управляемого колеса относительно центра поворота появляется дополнительный момент M_ω , вызванный угловой скоростью цапфы.

Что касается момента относительно вертикальной оси, проходящей через центр отпечатка и обусловленного смещением равнодействующих боковых и продольных реакций, действующих на эластичное колесо, то его принято называть стабилизирующим моментом шины.

Последний во время движения обусловлен качением колеса с уводом, вызванным боковой силой, углом схождения, качением по криволинейной траектории и качением с развалом, погрешностями рулевой трапеции, рассогласованностью кинематик рулевого привода и подвески. Выведены следующие зависимости для определения стабилизирующего момента шины при качении колеса в ведомом режиме с углом увод-

да $0 < \delta \leq \theta_B$

$$M_{ш} = \begin{cases} K_{ш} \frac{C_{\omega} \delta_{M_{ш} \max}}{3} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\delta_{M_{ш} \max}} - 1 \right)^2 \right] & \text{при } 0 < \delta \leq \delta_{M_{ш} \max} \\ K_{ш} \frac{C_{\omega} \delta_{M_{ш} \max}}{3} \left[1 - \left(\frac{\delta - \delta_{M_{ш} \max}}{\theta_B - \delta_{M_{ш} \max}} \right)^2 \right] & \text{при } \delta_{M_{ш} \max} < \delta \leq \theta_B \end{cases} \quad (5)$$

где C_{ω} — коэффициент угловой жесткости шины относительно вертикальной оси;

$K_{ш}$ — коэффициент пропорциональности стабилизирующего момента шины, который находится в пределах $1 \div 1,36$;

δ — угол увода управляемого колеса;

$\delta_{M_{ш} \max}$ — угол увода, вызывающий максимальный стабилизирующий момент шины, который при $\psi \geq 0,6$ находится в пределах $(5 \div 7)^{\circ}$ и зависит от типа и конструкции шины;

θ_B — наименьший угол поворота колеса на месте, при котором момент сопротивления повороту достигает предельного по сцеплению значения. При коэффициенте сцепления $\psi \geq 0,6$ $\theta_B = (13 \pm 2)^{\circ}$.

В третьей главе "Механика элементов управляющего колесного модуля" рассмотрена уже механика элементов модуля.

В данной главе решались задачи разработки методики расчета параметров кинематики управляемых колес, передаточных чисел рулевого привода в зависимости от конструктивных параметров управляющего колесного модуля; установление закономерностей, описывающих моменты равнодействующих реакций опорной поверхности относительно оси шкворня и гироскопического эффекта, дополнительной силы, действующей на управляемые колеса и вызванной неуравновешенными колесами при движении автомобиля по криволинейной траектории.

Параметры рулевой трапеции и рулевого привода, которые в общем случае являются пространственными механизмами, задаются координатами начала и конца звеньев при фиксированном независимом параметре (угле поворота цапфы левого управляемого колеса) в основной системе координат, начало которой совпадает с точкой пересечения осей шкворня и цапфы левого управляемого колеса, ось Z - перпендикулярна опорной поверхности, а ось Y - параллельная продольной оси автомобиля.

Применив известные зависимости аналитической геометрии, были получены методики определения передаточных чисел рулевого привода и кинематики поворота управляемых колес с учетом жесткости подвески и кинематики ее направляющего аппарата.

В этой главе были также разработаны зависимости для определения параметров динамики управляемых колес, в частности моментов относительно осей шкворней, вызванных равнодействующими нормальных, боковых и продольных реакций опорной поверхности, рассмотрены гироскопические моменты, действующие на управляемые колеса и вызванные угловыми скоростями поворота управляемых колес вокруг осей шкворней и относительно продольной оси автомобиля. Однако, как показал анализ результатов расчетных данных, по своей абсолютной величине эти моменты незначительны и существенного влияния на функциональные свойства направляющего модуля не оказывают.

В данной главе уделено внимание особенностям качения эластичных неуправляемых колес задней балансирной тележки трехосных автомобилей по криволинейной траектории. Получена зависимость для определения дополнительной силы, действующей на управляемые колеса и вызванной движущимися по криволинейной траектории неуправляемыми колесами,

$$\rho = \frac{\kappa l_T^2}{4L^2} \left[\left(\frac{a_H}{l_T} + 1 \right) \kappa_{yH} \operatorname{tg} \Theta_H + \left(\frac{a_B}{l_T} + 1 \right) \kappa_{yB} \operatorname{tg} \Theta_B \right], \quad (6)$$

- где ρ - дополнительная сила от неуправляемых колес, при движении по криволинейной траектории;
- L_T - база задней тележки;
- L - база автомобиля;
- α_H, α_B - большие оси контактных отпечатков шин, соответственно наружного и внутреннего к центру поворота колес тележки;
- K_{yH}, K_{yB} - коэффициенты сопротивления боковому уводу шин соответственно наружного и внутреннего к центру поворота колес тележки;
- θ_H, θ_B - углы поворота соответственно наружного и внутреннего - управляемых колес;
- K - количество колес на ступице неуправляемого моста.

Установлено, что влияние эластичных неуправляемых колес на рабочий процесс управляющего модуля существенно только для автомобилей, имеющих два и более неуправляемых моста. При этом установка шин с высоким коэффициентом сопротивления боковому уводу является нежелательной для колес тележки трехосных автомобилей с малой базой и со сдвоенными колесами на ступице, так как это может привести к ухудшению управляемости автомобилей при движении по криволинейной траектории.

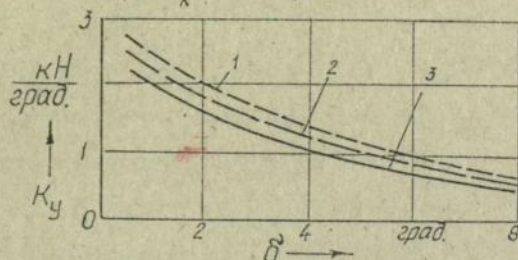
На рис. 3 приведены зависимости коэффициента бокового увода K_y радиальной шины мод. И-Н142Б от угла увода при давлениях воздуха 0,47; 0,6; 0,7 МПа.

Для этой шины зависимость коэффициента бокового увода K_y от угла увода δ аппроксимируется функцией

$$K_y = \frac{\alpha}{\beta + c\delta^2},$$

где α, β, c - коэффициенты, которые зависят от давления и нагрузки на шину.

Зависимость коэффициента бокового увода K_y от угла увода δ шины мод. И-1142Б 9.00-20P при $G_k = 20,6 \text{ кН}$



1-0,47 МПа; 2-0,6 МПа; 3- 0,72 МПа

Рис. 3

Так, при постоянной для данной шины нагрузке $G_k = 20,6 \text{ кН}$ и давлении воздуха 0,72 МПа $a = 8,28$; $b = 3,52$; $c = 1$. При этой же нагрузке, но при пониженном давлении 0,6 МПа, коэффициенты принимают значения $a = 9,87$; $b = 3,87$; $c = 1$. Понижение давления в этой же шине до 0,47 МПа вызвало изменение коэффициентов $a = 11,43$; $b = 3,94$; $c = 1$.

Влияние давления воздуха в шинах колес задней тележки и угла поворота управляемых колес на величину дополнительной силы автомобиля КамАЗ-3011 представлено на рис. 4.

Из анализа рис. 4 следует, что дополнительная сила от неуправляемых колес задней тележки при угле поворота колес 30° достигает более 6 кН и зависит от давления воздуха в шинах задней тележки. С повышением давления величина дополнительной силы уменьшается.

Установлено, что для двухосных автомобилей влияние шин неуправляемых колес на величину дополнительной силы настолько незначительно, что с достаточной для практики точностью их влиянием можно пренебречь.

Зависимость дополнительной силы от угла поворота управляемых колес КамАЗ-5511 при номинальной нагрузке и скорости движения 0,8 м/с.

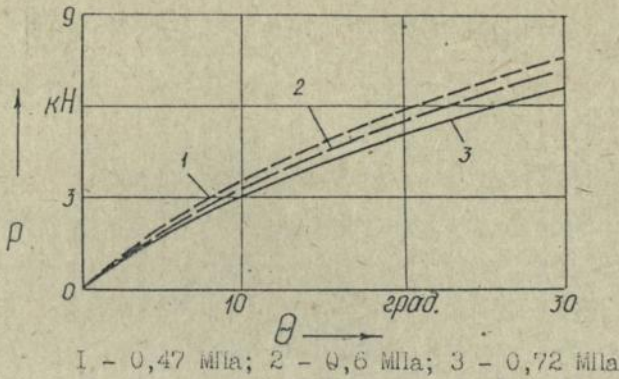


Рис. 4

Таким образом, полученные выше результаты позволили перейти непосредственно к разработке основ теории рабочего процесса управляющего модуля.

Четвертая глава "Основы теории рабочего процесса управляющего колесного модуля" посвящена исследованию непосредственно легкости управления, стабилизации и устойчивости управляемых колес против колебаний, долговечности шин, разработке критериев качества по каждому из требований, предъявляемых к управляющему модулю, методики расчета их коэффициентов значимости, а затем на этой основе - созданию математической модели рабочего процесса управляющего колесного модуля.

Легкость рулевого управления оценивается по величине усилия, прикладываемого водителем к рулевому колесу при повороте управляемых колес. При этом величина усилия является функцией момента сопротивления повороту колес и конструктивных параметров рулевого

управления.

В общем случае момент сопротивления повороту управляемого колеса автомобиля во время движения определяется по формуле

$$M_K(\theta) = M_{\omega}(\theta) + M_{\omega'}(\theta) + M_{R_z}(\theta) + M_{R_x}(\theta) + M_{R_y}(\theta) + M_j(\theta) + M_z(\theta) + M_{трш}(\theta), \quad (7)$$

где $M_K(\theta)$ – момент сопротивления повороту управляемого колеса во время движения;

$M_{\omega}(\theta), M_{\omega'}(\theta), M_{R_z}(\theta), M_{R_y}(\theta), M_{R_x}(\theta), M_z(\theta), M_j(\theta), M_{трш}(\theta)$ – составляющие момента сопротивления повороту управляемого колеса во время движения, обусловленные соответственно угловой скоростью поворота цапфы, стабилизирующим моментом шины, возникающим при качении управляемого колеса с уводом; весовым стабилизирующим моментом; моментами, вызванными равнодействующими боковых и продольных реакций опорной поверхности; гироскопическим и инерционным эффектами; трением в шкворневом узле.

При повороте управляемого колеса на месте, учитывая, что для существующих конструкций центр поворота (точка встречи оси шкворня с опорной поверхностью) лежит в пределах контакта шины с опорной поверхностью, формула (7) значительно упрощается, принимая вид

$$M_K(\theta) = M_{\varphi}(\theta) + M_{R_z}(\theta) + M_{трш}(\theta) + M_j(\theta), \quad (8)$$

где M_{φ} – момент сопротивления повороту шины на месте.

Полученные в работе аналитические зависимости позволяют рассчитать каждую из составляющих момента сопротивления повороту управляемого эластичного колеса. Проведен анализ составляющих момента сопротивления повороту эластичного управляемого колеса на месте.

Установлено, что момент сопротивления повороту колес на месте значительно превышает этот момент во время движения. Такое превышение обусловлено значимостью составляющей $M_{\varphi}(\theta)$, на которую при повороте на месте приходится 70 + 90% общего момента сопротивления

повороту. Во время движения эта составляющая уменьшается обратно пропорционально скорости движения колеса.

Особое внимание в данной главе уделяется исследованию устойчивости управляемых колес против колебаний, поскольку к настоящему времени это явление не изучено в такой мере, которая позволила бы конструктору на стадии проектирования учесть влияние конструктивных и кинематических параметров автомобиля на устойчивость движения управляемых колес против колебаний.

В результате проведенных исследований разработана математическая модель колебаний управляемого колеса, схема для получения которой представлена на рис. 5.

Схема для разработки математической модели колебаний управляемого колеса

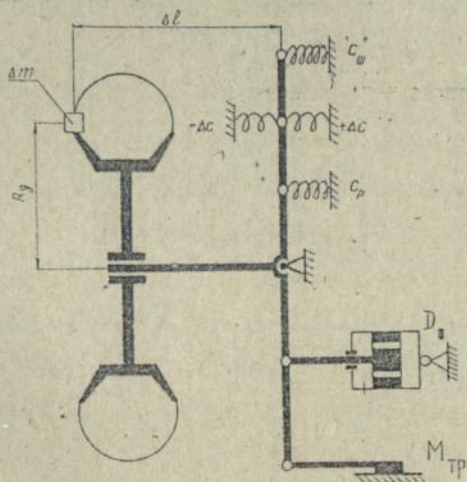


Рис. 5

В разработанной модели шина описывается демпфирующими и упругими свойствами. Упругие свойства шины обусловлены стабилизирующим моментом шины, который возникает при их колебании и учитываются коэффициентом стабилизирующего момента шины $C_{ш}$.

Закручивание тела шины, имеющее место при колебании, вызывает момент сопротивления повороту колеса относительно оси шкворня. Это

момент и обуславливает демпфирующие свойства шины, которые учитываются безразмерным коэффициентом демпфирования шины

$$D_{ш} = \frac{(\alpha + 2\gamma) C_{ш}}{4\omega_k r_k \sqrt{C_{пр} J_{кш}}}, \quad (9)$$

где $D_{ш}$ — безразмерный коэффициент демпфирования шины;

ω_k — угловая скорость вращения колеса;

$C_{пр}$ — коэффициент приведенной жесткости управляемого колеса;

$J_{кш}$ — момент инерции управляемого колеса относительно оси шкворня.

Что касается коэффициента приведенной жесткости управляемого колеса $C_{пр}$, то он определяется по формуле

$$C_{пр} = C_{ш} + C_p \pm \Delta C,$$

где C_p — коэффициент жесткости рулевого управления, приведенный к оси левого шкворня;

ΔC — коэффициент дополнительной жесткости управляемого колеса, на величину которого особое влияние оказывает угол продольного наклона шкворня. При положительном наклоне шкворня коэффициент ΔC принимает знак "плюс", в противном случае — берется со знаком "минус".

Препятствует колебаниям управляемых колес момент трения в системе и в особенности в подшипниках шкворневых узлов. Влияние трения в системе на колебательный процесс управляемых колес учитывается безразмерным коэффициентом трения, который определяется по формуле

$$D_{M_{тр}} = \frac{2M_{тр}}{\pi \theta_{max} C_{пр}}, \quad (10)$$

где $D_{M_{тр}}$ — безразмерный коэффициент трения;

θ_{max} — амплитуда колебаний;

$M_{тр}$ — момент трения колебательной системы.

Наличие дисбаланса управляемого колеса, неоднородности упругих характеристик шины, которые в общем случае приводятся к эквивалентной массе Δm , расположенной на расстояниях R_d от оси вращения управляемого колеса и Δl от оси шкворня, вызывает возмущающий момент относительно оси шкворня

$$M_d = \Delta m R_d \Delta l \omega_k^2 \cos \omega_k t. \quad (11)$$

Для частного случая, когда отсутствуют возмущающий момент и трение в системе, текущее значение угла колебаний будет

$$\theta = \theta_{\max} e^{-D_\omega \omega_0 t} \cos \sqrt{1 - D_\omega^2} \omega_0 t, \quad (12)$$

где ω_0 — круговая частота собственных колебаний, равная

$$\omega_0 = \sqrt{C_{np} / J_{кш}}$$

Дифференциальное уравнение колебаний для общего случая, когда в колебательной системе имеются трение и возмущающий момент запишется так

$$\theta'' + 2(D_\omega + D_{MTP})\theta' + \theta = \theta_0 \eta^2 \cos \eta \tau, \quad (13)$$

где $\theta_0 = \Delta m R_d \Delta l / J_{кш}$ — амплитуда возмущения;

$$\eta = \omega_k / \omega_0; \quad \tau = \omega_0 t.$$

Частное решение дифференциального уравнения определялось бы видом

$$\theta = V_y \theta_0 \cos(\eta \tau - \varphi), \quad (14)$$

где V_y — коэффициент усиления по амплитуде;

φ — фазовый угол.

В результате соответствующей подстановки частного решения в дифференциальное уравнение и решения полученного таким образом выражения имеем

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2(D_\omega + D_{MTP})\eta}{1 - \eta^2}; \quad (15)$$

$$V_y = \frac{\eta^2}{(1-\eta^2)^2 + [2(D_{\omega} + D_{M_{тр}})\eta]^2} \quad (16)$$

В работе определено значение предельного по устойчивости против колебаний момента трения системы, исходя из условия, что колебания будут отсутствовать, если их коэффициент усиления будет равен нулю. Если в уравнение (16) подставить вместо коэффициента $D_{M_{тр}}$ соответствующее выражению (10) значение, а левую часть уравнения (16) приравнять к нулю и решить полученное таким образом уравнение относительно момента $M_{тр}$, получим

$$[M_{тр}] = \frac{\mathcal{J} \Delta m R \Delta \Delta C_{пр} \eta^2}{4 \mathcal{J}_{к\omega}} \quad (17)$$

где $[M_{тр}]$ – предельный по устойчивости против колебаний момент трения.

Для частного случая, когда частоты возмущающего момента и собственных колебаний совпадают, предельный против колебаний момент трения определяется так

$$[M_{тр}] = \frac{\mathcal{J} \Delta m R \Delta \Delta C_{пр}}{4 \mathcal{J}_{к\omega}} \quad (18)$$

Проведены исследования стабилизации управляемых колес. При этом под стабилизацией управляемых колес понимается их свойство возвращаться во время движения в нейтральное положение после прекращения действия управляющей силы на рулевое колесо.

Предлагается оценивать стабилизацию величиной угла недоворота управляемых колес к нейтральному положению при выходе автомобиля с круга. Для сопоставления результатов испытаний разнотипных автомобилей в практике радиус круга принимается равным 15 м, а скорость движения поддерживается 4,2 м/с.

Для определения угла недоворота управляемых колес к нейтраль-

ному положению все действующие в управляющем модуле моменты, при отсутствии усилия на рулевом колесе, предлагается разделить на восстанавливающие моменты и моменты трения.

При выходе автомобиля с криволинейной траектории и таком условном разделении всех моментов самовозврат управляемых колес к нейтральному положению будет продолжаться до того момента, когда восстанавливающие моменты и моменты трения, приведенные к оси левого шкворня, будут равны по абсолютной величине.

В этом случае условие движения автомобиля по криволинейной траектории постоянной кривизны при снятом усилии с рулевого колеса запишется так

$$\sum M_{\delta}(\theta) - \sum M_{тр}(\theta) = 0, \quad (19)$$

где $\sum M_{\delta}(\theta)$, $\sum M_{тр}(\theta)$ - приведенные к оси левого шкворня соответственно восстанавливающие моменты и моменты трения.

Если учесть, что моменты $\sum M_{\delta}(\theta)$ и $\sum M_{тр}(\theta)$ являются функциями угла поворота управляемых колес, то подставив соответствующие выражения, описывающие эти моменты, в формулу (19) получим уравнение с одним неизвестным - углом недоворота управляемых колес к нейтральному положению. Решая данное уравнение на ЭВМ с использованием численных методов, определялся этот угол недоворота управляемых колес.

В работе исследованы факторы, определяющие долговечность шин. При этом установлено, что на долговечность шин влияют в основном три фактора: - несоответствие силовых и кинематических параметров при качении эластичных управляемых колес по криволинейной траектории, вызванное углами наклонов шкворней, параметрами колес, базами автомобиля и задней тележки; - погрешности кинематики управляемых колес, обусловленные конструкцией рулевой трапеции; - рас-

согласованность кинематических параметров рулевого привода и подвески. Рассмотрено влияние каждого из факторов на параметры качения управляемых колес, формирующих долговечность шин, полученные соответствующие зависимости, учитывающие это влияние.

В результате проведенных исследований разработаны критерии качества по каждому из требований, предъявляемых к управляющему модулю, которые определяются по следующим зависимостям

$$K_{\lambda} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{P_{\delta_{\lambda i}}}{P_{\delta_r}} + \frac{P_{\delta_{\rho i}}}{P_{\delta_r}} \right);$$

$$K_c = \frac{\Theta_{ст}}{[\Theta_{ст}]}; \quad K_{уст} = \frac{[M_{тр}]}{M_{трш}}; \quad (20)$$

$$K_{уз} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta\Theta_{\delta_i} + \Delta\Theta_{\rho_i} + \Delta\Theta_{\sigma_i}) \rho(\Theta_i);$$

$$K_{ман} = \frac{R_{мин}}{R_{40}}; \quad K_{чув} = \frac{2 \cdot 10^{-2} L l_0 \Theta_c}{\Theta}$$

где K_{λ} , K_c , $K_{уст}$, $K_{уз}$, $K_{ман}$, $K_{чув}$ – критерии качества соответственно легкости управления, стабилизации управляемых колес, устойчивости против колебаний, долговечности шин управляемых колес, маневренности, кинематической чувствительности управления;

$\frac{P_{\delta_{\lambda i}}}{P_{\delta_r}}$, $\frac{P_{\delta_{\rho i}}}{P_{\delta_r}}$ – усилия на рулевом колесе при повороте управляемых колес соответственно влево и вправо;

$\frac{P_{\delta_r}}{[\Theta_{ст}]}$ – усилие на рулевом колесе, ограниченное ГОСТ;

$\Theta_{ст}$, $[\Theta_{ст}]$ – углы недоворота управляемых колес к нейтральному положению соответственно фактический и оптимальный;

$M_{трш}$, $[M_{тр}]$ – моменты трения в шкворневом узле соответственно фактический конкретной конструкции шкворневого узла и предельный по устойчивости против колебаний;

n – количество шагов интегрирования;

$\Delta\theta_{z_i}, \Delta\theta_{r_i}, \Delta\theta_{G_i}$ - погрешности кинематики управляемых колес, обусловленные несоответствием силовых и кинематических параметров колеса при движении по криволинейной траектории, рулевой трапецией и рас- согласованностью рулевого привода и подвески;

R_{min}, R_{40} - минимальные радиусы поворотов соответственно трехосного (четырёхосного и т.д.) автомобиля и двухосного с базой, равной базе трехосного (четырёхосного и т.д.) автомобиля при максимальном угле поворота цапфы внутреннего колеса двухосного автомоби- ля 40° ;

L - база автомобиля;

i_0 - передаточное число рулевого механизма;

θ_c, θ - углы поворота соответственно сошки и управляемых колес;

$\rho(\theta_i)$ - функция плотности вероятности распределения i - того угла поворота цапфы левого управляемого колеса.

Коэффициенты значимости каждого из критериев качеств опреде- лились, исходя из весомости их влияния на легкость управления, безопасность движения, топливную экономичность и устойчивость движения.

Рекомендуемые значения коэффициентов значимости приведены в табл. I.

Таблица 1.

Коэффициенты значимости критериев качеств

№ п/п	Наименование требования	Рекомендуемые значения коэффициентов значимости
1.	Легкость управления	$0,22 \div 0,31$
2.	Стабилизация колес	$0,05 \div 0,1$
3.	Устойчивость против колебаний	$0,24 \div 0,27$ при $K_{уст} < 1$ при $K_{уст} > 1$ принимать 10
4.	долговечность шин	$0,22 \div 1$
5.	Маневренность	$0,1 \div 0,15$
6.	Кинематическая чувствительность	$0,05 \div 0,07$

При выборе коэффициентов значимости необходимо учитывать, что

их сумма должна равняться единице. А это будет в том случае, если при увеличении какого-нибудь из них значение остальных будет уменьшено на эту величину.

Разработана функция цели оптимального проектирования (математическая модель рабочего процесса управляющего колесного модуля), которая представляет обобщающий критерий качества системы и записывается так

$$Q(x) = Q(x)_л + Q(x)_с + Q(x)_{уст} + Q(x)_{уз} + Q(x)_{ман} + Q(x)_{чув}, \quad (21)$$

где $Q(x)$ — функция цели оптимального проектирования;

$Q(x)_л, Q(x)_с, Q(x)_{уст}, Q(x)_{уз}, Q(x)_{ман}, Q(x)_{чув}$ — функции цели соответственно легкости управления, стабилизации и устойчивости управляемых колес, долговечности шин, маневренности и кинематической чувствительности управления.

В пятой главе "Экспериментальные исследования" представлена экспериментальная установка, включающая натурные трехосные и четырехосные автомобили, комплекты датчиков и приспособлений, измерительную аппаратуру, опытные управляемые мосты, программа и методика проведения испытаний.

В качестве объектов исследования были выбраны: автомобиль-самосвал КамАЗ-5511, колесной формулы 6 х 4, оборудованный радиальными шинами размера 260-508Р мод. И-Н142В; автомобиль повышенной проходимости КраЗ-255В, колесной формулы 6х6, оборудованный широкопрофильными шинами 1300 х 530-533 мод. ВИ-3; автомобиль КамАЗ-6320, колесной формулы 8 х 8, оборудованный шинами размера 1220х400-533 мод. И-П164.

В процессе проведения экспериментальных работ регистрировались в определенных режимах работы следующие параметры: путь и время движения, углы поворотов управляемых колес и рулевого, усилия на рулевом колесе и рулевых тягах, стабилизирующие моменты

шин правых управляемых колес, давление масла в усилителе рулевого управления, дополнительные силы, вызванные неуправляемыми колесами, боковая сила, обусловленная качением правого управляемого колеса с уводом.

Такой комплекс параметров позволил определить коэффициенты угловой жесткости и бокового увода шин, жесткость рулевого привода, углы недоворота управляемых колес к нейтральному положению, частоту и амплитуду колебаний, моменты сопротивления повороту управляемых колес, усилия на рулевом колесе, что в итоге позволило сравнить расчетные параметры по полученным зависимостям с экспериментальными данными, а значит сравнить соответствие разработанной математической модели рабочего процесса реальным процессам, протекающим в модуле.

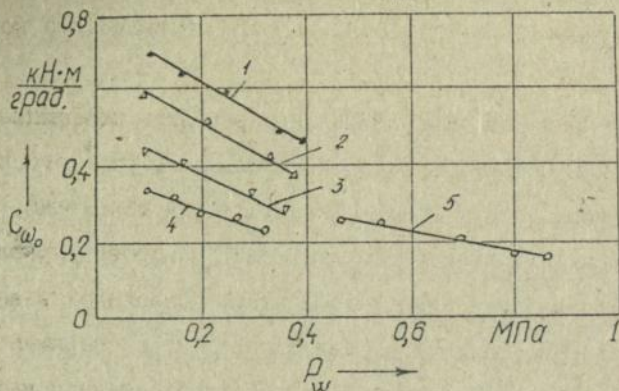
В шестой главе "Анализ и синтез результатов исследований" приведены результаты исследования характеристик шин мод. И-Н142В размера 9.00-20P, мод. И-П184 размера 1220x400-533 и мод. В1-3 размера 1300x530-533.

На рис. 6 приведены зависимости коэффициента угловой жесткости C_{ω_0} , определенного при угле поворота колеса 1° , от давления воздуха в шинах.

Из анализа графиков следует, что понижение давления воздуха в шине, независимо от ее конструкции и типа вызывает увеличение коэффициента C_{ω_0} . При этом более чувствительны к изменению коэффициента C_{ω_0} широкопрофильные шины.

Особое внимание уделяется исследованию составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес, как функции конструктивных параметров управляющего модуля, скорости и траектории движения колесной машины, устойчивости управляемых колес против колебаний, которая оценивается амплитудой и частотой колебаний управляемых колес.

Зависимость коэффициента угловой жесткости C_{ω_0} от давления воздуха P_w .



1, 2, 3 — шина мод. ВИ-3 1300 x 530 — 533 при $G_x = 35$ кН, $G_x = 30$ кН; $G_x = 25$ кН; 4 — шина мод. И — П184 1220 x 400 — 533 при $G_x = 26$ кН; 5 — шина мод. И — П142Б 9.00 — 20 P при $G_x = 22,5$ кН.

Рис. 6

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что колебания управляемых колес происходят с частотой вращения управляемых колес относительно осей цапф. А это подтверждает, что источником колебания является дисбаланс управляемых колес. На частоту колебаний существенное влияние оказывает коэффициент стабилизирующего момента шины C_{ω} , момент инерции колеса относительно оси шкворня $J_{k\omega}$, коэффициент жесткости рулевого управления C_p . Увеличение $J_{k\omega}$ понижает частоту собственных колебаний управляемых колес, что в итоге увеличивает устойчивость колес против колебаний.

Наиболее склонно к колебаниям управляемое колесо, имеющее наибольшую приведенную жесткость. А таким является левое управляемое колесо.

Сравнение результатов проведенных экспериментальных исследова-

ний стабилизации управляемых колес, которая оценивается углом поворота колес к нейтральному положению, с данными расчетов показало их совпадение, что подтверждает достоверность разработанной математической модели, описывающей стабилизацию управляемых колес.

Седьмая глава "Методика оптимизации параметров управляющего колесного модуля" посвящена вопросам разработки методики расчета оптимальных параметров управляющего модуля.

Приведена структурная схема оптимизации. В качестве метода исследования математической модели рабочего процесса управляющего модуля, учитывая, что функция цели многокритериальна, был использован метод Нелдера и Мида. Анализ расчетных параметров, проведенных исследований показал, что этот метод обеспечивает при относительно небольших затратах машинного времени расчет оптимальных параметров системы.

Что же касается расчета функции цели оптимального проектирования, то в общем случае она сводится к решению таких задач, как выбор исходных данных, расчет критериев качеств по каждому из требований, предъявляемых к управляющему модулю, формирование коэффициентов значимости каждого из требований, а затем непосредственно к расчету этой функции.

Апробация разработанной методики оптимизации параметров управляющего колесного модуля была проведена на автомобилях марки КамАЗ. В качестве примера, в работе приводятся результаты оптимизации параметров рулевой трапеции, которая в общем случае задавалась координатами центра левого шарового пальца поперечной тяги X_{A_0} , Y_{A_0} , Z_{A_0} , поперечным $\alpha_{ш}$ и продольным $\beta_{ш}$ наклонами шкворней, углом развала управляемых колес в нейтральном положении $\gamma_{ш0}$ и расстоянием M между точками пересечения осей цапф с осями

шкворней левого и правого управляемых колес. Приведены полученные варианты оптимизации и их анализ. Результаты анализа подтвердили с высокой точностью достоверность разработанной методики оптимизации параметров управляющего колесного модуля.

В работе делается вывод о том, что при оптимизации параметров управляющего модуля необходимо рулевую трапецию выделить в самостоятельный элемент оптимизации и определять вначале ее параметры, исходя из условия долговечности шин управляемых колес. Для чего принять коэффициент $\lambda_{uz} = 1$, а остальные $-\lambda_{\Lambda} = \lambda_c = \lambda_{уст} = \lambda_{ман} = \lambda_{чуб} = 0$. Дальнейшую оптимизацию параметров системы проводить используя предварительно рассчитанные оптимальные параметры рулевой трапеции.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Системный подход к исследованию, использованный в работе, позволил рулевое управление, управляемый мост, управляемые колеса в соответствии с общими функциональными требованиями выделить в единую систему – управляющий колесный модуль и послужил основой для разработки теории рабочего процесса и методики оптимизации его параметров.

2. Разработаны теоретические основы рабочего процесса управляющего колесного модуля, которые включают как известные зависимости сопротивления повороту управляемых колес на месте, так и новые, к последним относятся:

– математические зависимости момента сопротивления повороту шин управляемых колес от коэффициентов угловых жесткостей и размеров контактных отпечатков шин с опорной поверхностью, смещений центров поворотов (точек встречи осей шкворней с опорной поверхностью) относительно их геометрических центров, скоростей и радиусов кривизны траектории движения управляемых колес;

- методики расчета передаточных чисел рулевой трапеции и привода с учетом жесткости упругих элементов подвески;
- зависимость по определению предельного против колебаний момента трения в шкворневых сочленениях, который зависит от упругих и демпфирующих свойств эластичных шин, жесткости рулевого привода, момента инерции колеса относительно оси шкворня, продольного наклона шкворня, величины приведенной массы дисбаланса, длины поворотной цапфы. При этом упругие свойства шины формируются стабилизирующим моментом шины эластичного колеса, которое при колебании катится с переменным углом увода, равным амплитуде колебаний и учитываются коэффициентом стабилизирующего момента шины. Демпфирующие свойства шины обусловлены ее моментом сопротивления повороту, возникающим во время колебаний;
- зависимости для определения моментов относительно осей шкворней, вызванных равнодействующими нормальных, боковых и продольных реакций опорной поверхности, приведенных к геометрическому центру отпечатка шины и стабилизирующих моментов шин, катящихся с уводом управляемых колес;
- зависимость для определения угла недоворота управляемых колес при выходе колесной машины с криволинейной траектории и снятом усилии с рулевого колеса от параметров шкворневых узлов, моментов трения в рулевом механизме и усилителе, характеристик шин, баз автомобиля и задней тележки. длины поворотной цапфы, параметров рулевой трапеции и др.

3. Разработаны критерии качества по легкости управления, стабилизации и устойчивости колес против колебаний, долговечности шин, маневренности и кинематической чувствительности управления:

- в качестве критерия легкости управления предложено отношение усилия на рулевом колесе при повороте управляемых колес на месте на опорной поверхности с высоким коэффициентом сцепления и при

выходе в круг радиусом 12 м со скоростью 2,8 м/с на пути 11 м к максимальным усилиям, предусмотренным ГОСТ;

– критерий стабилизации управляемых колес определяется отношением угла их недоворота к нейтральному положению при выходе колесной машины с круга радиусом 15 м со скоростью движения 4,2 м/с после прекращения действия управляющей силы на рулевое колесо с фактическим моментом трения в управляющем колесном модуле, к углу их недоворота, когда момент трения модуля равен предельному по устойчивости против колебаний;

– устойчивость управляемых колес против колебаний оценивается критерием устойчивости, представляющим отношение предельного по устойчивости против колебаний момента трения при частоте собственных колебаний к фактическому моменту трения в шкворневом узле;

– критерий по долговечности шин численно равен средневзвешенному значению угла увода управляемых колес, обусловленному погрешностями рулевой трапеции, рассогласованностью кинематики рулевого привода и подвески при вертикальных перемещениях колес и несогласованностью кинематических и динамических параметров управляемых колес при качении по криволинейной траектории с учетом вероятности распределения углов поворотов управляемых колес в эксплуатации;

– критерием кинематической чувствительности управления является отношение максимальной чувствительности, равной для грузовых автомобилей $2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^{-1}$, к кинематической чувствительности управления, определяемой углами поворотов управляемых колес и рулевого, базой автомобиля;

– за критерий маневренности принято отношение минимального радиуса поворота данной колесной машины и двухосного автомобиля с одинаковыми базами и максимальным углом поворота управляемых колес двухосного автомобиля, равным 40° .

4. Разработана методика расчета коэффициентов значимости критериев качеств каждого из требований, согласно которой численные значения каждого из коэффициентов значимости определяются, исходя весомостей их влияния на безопасность движения, топливную экономичность, управляемость и устойчивость движения. При этом общая сумма всех коэффициентов значимости должна равняться единице.

5. В результате проведенных исследований разработана математическая модель рабочего процесса управляющего колесного модуля, а на ее основе — функция цели оптимизации параметров управляющего колесного модуля, позволяющая конструктору на стадии проектирования определить такое сочетание характеристик шин, управляемого моста, рулевого привода, рулевого механизма, подвески, усилителя, при которых предъявляемые к нему требования будут выполняться на наивысшем уровне.

6. Синтез аналитических и экспериментальных исследований позволил сформулировать методологические принципы оптимизации параметров управляющего модуля. Рекомендуется оптимизацию параметров модуля проводить, выделив рулевую трапецию в самостоятельный элемент оптимизации. При этом параметры трапеции определяются из условия обеспечения долговечности шин управляемых колес. Для чего принимается в разработанной методике коэффициент значимости по долговечности шин равным единице, а остальные коэффициенты значимости критериев качеств приравниваются к нулю. Для компенсации зазоров в шаровых пальцах рулевых тяг, упругой деформации деталей параметры трапеции рассчитываются таким образом, чтобы при максимальном угле поворота колес наружное колесо было повернуто сверх теоретического на угол до 1° .

7. Разработана математическая модель колебаний управляемого колеса, согласно которой источником колебаний является приведенная

масса дисбаланса, вызванная дисбалансом колеса, тормозного барабана, неоднородностью упругих характеристик шины. "Шимми" управляемых колес наступают в том случае, если момент трения в подшипниках шкворней управляемых колес окажется меньше предельного по устойчивости против колебаний.

Что же касается гироскопического эффекта, имеющего место при колебании колес, то он является следствием колебаний, вызванных дисбалансом колес, но никак не источником, а его влияние на колебания сказывается в увеличении коэффициента приведенной жесткости системы. Последний увеличивает незначительную частоту собственных колебаний и величину предельного против колебаний момента трения системы.

Способствуют колебаниям управляемых колес увеличение:

- стабилизирующего момента шины и жесткости рулевого привода от оси шкворня левого управляемого колеса до рулевого;
- величины приведенной массы дисбаланса;
- положительного угла продольного наклона шкворня;
- длины поворотной цапфы.

Способствуют устойчивости колес против колебаний увеличение:

- момента трения в подшипниках шкворней управляемых колес;
- момента инерции управляемого колеса относительно оси шкворня;
- жесткости рулевой трапеции;
- отрицательного угла продольного наклона шкворня;
- размеров контактного отпечатка шины;
- жесткости упругих элементов передней подвески.

Наличие низкочастотного резонанса при колебании управляемых колес зависит от демпфирующих свойств шин управляемых колес, величины момента трения в подшипниках шкворней и оценивается безразмерным коэффициентом демпфирования.

Установлено, что резонанс колебаний управляемых колес будет в том случае, если безразмерный коэффициент демпфирования управляющего модуля, рассчитанный согласно полученных в работе зависимостей, окажется меньше 0,707. В противном случае при достаточном дисбалансе колебания колес не будут иметь резонанса.

8. Для экспериментальных исследований разработаны методики и комплекс экспериментального оборудования, включающий натурные автомобили, экспериментальный мост, установку для определения момента инерции управляемого колеса относительно оси шкворня, комплект приспособлений для определения стабилизирующего момента шины, боковой силы при качении колеса с уводом, дополнительной силы, обусловленный движением неуправляемых колес по криволинейной траектории, измерительную аппаратуру, комплект датчиков для исследования параметров управляющего модуля, созданные автором в содружестве с УГК КамАЗ, которые позволяют исследовать основные показатели работоспособности управляющего модуля. Данная установка в дальнейшем может послужить основой для проведения экспериментальных исследований при создании и доводке конструкций управляющих модулей перспективных автомобилей.

9. Таким образом, полученные математическая модель рабочего процесса управляющего модуля и методика оптимизации его параметров могут быть классифицированы как научные основы рабочих процессов и расчета оптимальных параметров этой сложной системы.

Внедрение результатов данной работы в учебный процесс повысило качество изложения материала по конструированию и расчету управляемого моста и рулевого управления, а в практике качество проектирования, и принесло экономический эффект за счет уменьшения средств и времени на доводку существующих и проектирование новых управляющих колесных модулей.

Содержание основных положений диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Солтус А.П., Редчиц В.В. Экспериментальное определение весовых стабилизирующих моментов. Экспресс - информация "Конструкции автомобилей", 1976, № 4.
2. Солтус А.П., Редчиц В.В. О стабилизирующем моменте шины. "Автомобильная промышленность", 1976, № 8.
3. Солтус А.П., Кошарный Н.Ф. К вопросу о весовых стабилизирующих моментах. "Автомобильная промышленность", 1976, № 8.
4. Солтус А.П., Рубцов В.А., Марков О.Д. Влияние колес неуправляемых мостов на дополнительные нагрузки в рулевом управлении. "Автомобильная промышленность", 1977, № 1.
5. Солтус А.П., Тимонин В.В., Алексеев В.В. О радиусах поворота трехосных автомобилей. Экспресс-информация "Конструкции автомобилей", 1977, № 3.
6. Солтус А.П. и др. Исследование устойчивости движения автомобиля против опрокидывания. Экспресс-информация "Конструкции автомобилей", 1977, № 11.
7. Солтус А.П., Малов С.С., Захаров В.Н. К вопросу об устойчивости движения управляемых колес. "Автомобильная промышленность", 1978, № 2.
8. Солтус А.П., Малов С.С. Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения. "Автомобильная промышленность", 1978, № 11.
9. Солтус А.П., Павленко В.В. Определение момента сопротивления повороту управляемых колес на месте. Межвузовский сб. науч. трудов "Безопасность и надежность автомобиля", М.: МАМИ, 1983.
10. Солтус А.П. Исследование резонансных частот колебаний управляемых колес. Межвузовский сб. науч. трудов "Активная и пассивная безопасность и надежность автомобиля", - М.: МАМИ, 1984.

11. Солтус А.П. Определение оптимальных параметров управляемого моста по обеспечению минимального износа шин. Деп. в УкрНИИТИ № 1576 - Ук84. ВНИТИ "Деп. науч. труды", 1985, № I (159), б/о 897.
12. Солтус А.П., Барун В.Н., Азаматов Р.А. Влияние характеристик элементов рулевого управления на "шимми" управляемых колес автомобиля. "Автомобильная промышленность", 1985, № 2.
13. Солтус А.П., Барун В.Н., Азаматов Р.А. Влияние задней тележки на маневренность и поворачиваемость трехосных автомобилей. "Автомобильная промышленность", 1985, № 6.
14. Солтус А.П. Колебания управляемых колес при наличии возмущающей силы. Межвузовский сб. науч. трудов "Надежность и активная безопасность автомобиля". М.: МАМИ, 1985.
15. Солтус А.П. Критерии стабилизации управляемых колес автомобиля. Деп. в УкрНИИТИ № 1897 - Ук 86. ВНИТИ "Деп. науч. труды," 1986, № 12/182/, б/о 1322.
16. Солтус А.П. Кинематический расчет параметров рулевого управления с зависимой подвеской. деп. в УкрНИИТИ № 2471 - Ук 86 ВНИТИ "Деп. науч. труды", 1987, № 2 /184 /, б/о 1133.
17. Солтус А.П., Барун В.Н., Азаматов Р.А. Шкворневые узлы автомобилей большой грузоподъемности. "Автомобильная промышленность", 1986, № 11.
18. Солтус А.П. Моменты равнодействующих реакций опорной поверхности относительно оси шкворня. Деп. в Укр НИИТИ № 290 -Ук 87. ВНИТИ "Деп. науч. труды", 1987, № 4 /184/, б/о 1224.
19. Солтус А.П. Моменты трения в шкворневых узлах автомобилей с зависимой подвеской. Деп. в Укр НИИТИ № 291 - Ук 87 ВНИТИ "Деп. науч. труды", 1987, № 4 /187 /, б/о 1225.
20. Азаматов Р.А., Балабин И.В., Солтус А.П. Управляемые мосты

перспективных КамАЗов. "Автомобильная промышленность",
1988, № 4.

21. Солтус А.П., Кошарный Н.Ф., Азаматов Р.А., Сазанов И.В.
Основы оптимизации конструктивных параметров рулевого управ-
ления колесных машин. Межвузовский сб. науч. трудов
"Совершенствование эксплуатационных свойств автомобиля",
-М.: МАМИ, 1990.
22. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета колес-
ных управляющих модулей./Монография/ Деп. в Укр НИИНТИ
№ 501 - Ук 90. ВИНТИ "Деп. науч. труды", 1990, № 7 /225/
б/о 203.

Анотація

Солтус А.П. Основи теорії робочого процесу і розрахунку керуючих колісних модулів.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук по спеціальності 05.05.03- "Автомобілі і трактори", Київ, 1995.

Розглянута система автомобіля, що поєднує рульове керування та керований міст з еластичними колесами, цілісність якої обумовлена наступними вимогами: легкістю керування, стабілізацією та стійкістю коліс проти коливань, довговічністю шин, маневреністю та кінематичною чутливістю керування. Розроблена математична модель робочого процесу системи, а на її основі - методика оптимізації конструктивних параметрів керуючого колісного модуля.

Ключові слова: рульове керування, керований міст, керовані колеса, керуючий колісний модуль.

Abstract

Anatoly P. Soltus. Principles of the theory of working process and control wheel module calculation.

Abstract of the thesis of doc. sc. eng. in the speciality 05.05.03 - "Automobiles and tractors", Kyiv, 1995.

Considered is an automobile system including steering, guiding axle with elastic wheels; the integrity of the system depends on the following requirements: easy steering, regulation and vibration stability of guiding wheels. Created are a mathematical model of system working process and optimization of the control wheel module structural parameters methods based on the said mathematical model.

Key words: steering, guiding axle, guiding wheels, control wheel module

Accepted



Тираж 100 прим. Зам.567

458904

AB 31.692

AB 31.692