УДК 629.3

Б.Н. БЕЛОУСОВ, д-р техн. наук, Л.Б. БАННИКОВА, А.М. ШВЕЦОВ
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Россия

С.В. ХАРИТОНЧИК, канд. техн. наук, А.Н. КОЛЕСНИКОВИЧ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ И ПОДВЕСКИ

В статье рассмотрены вопросы повышения активной безопасности при совместном исследовании рулевого управления и системы подрессоривания транспортного средства. Приведены расчетные схемы составляющих комплексной математической модели и методики их моделировании. Разработанные методики позволят провести обоснование параметров системы рулевого управления и подвески любого транспортного средства, в том числе и многозвенного автопоезда

Ключевые слова: *транспортное средство, активная безопасность, всеколесное рулевое управление, подвеска, моделирование, методика*

Главной тенденцией развития мирового автомобилестроения, в том числе и многозвенных автопоездов, является создание автоматизированных (автоматических) систем управления их активной безопасностью (рисунок 1).

Любое автотранспортное средство можно представить в виде сложной системы упруго-деформируемых твердых тел, с наложенными неголономными, нестационарными связями и активными упруго-демпфирующими элементами. Общая функциональная схема системы «оператор—дорога—машина» приведена в работе [1]. Эта сложная система функционирует в условиях нестационарного контактного (трибологического) взаимодействия колеса с опорной поверхностью и под воздействием крутильных колебаний колеса и трансмиссии, вызванных ассиметричным возмущением. Современному состоянию исследований колебаний твердых тел с неголономными связями в системах активной безопасности характерно раздельное рассмотрение закономерностей функционирования взаимосвязанных систем рулевого управления и подрессоривания колес автомобиля. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью рассматриваются без учета нестационарных трибологических связей, а движитель в целом (подсистема колес) — без учета ассиметричного возмущения (режим «микст»). Для отдельных режимов функционирования проблему устойчивости решают антиблокировочные и антипробуксовочные системы. По результатам этих исследований эмпирическим путем для сложной системы (автомобиля) строятся системы управления

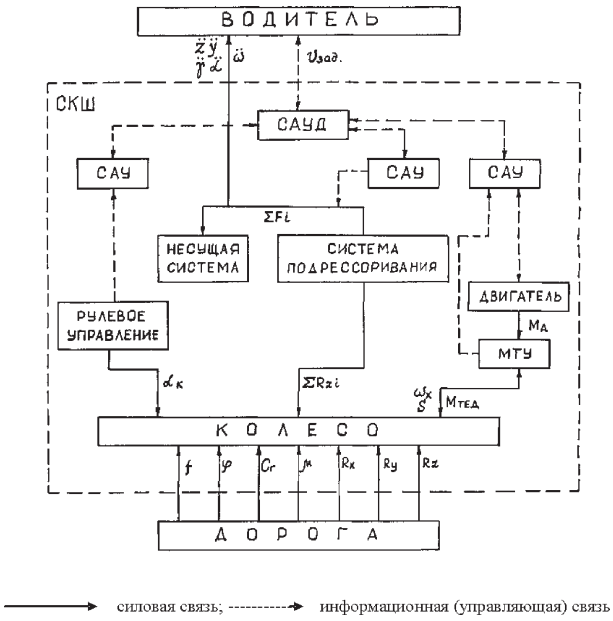


Рисунок 1 — Общая структурная схема управляющих связей системы мобильной машины: Z, Y, γ, α, ω — обобщенные координаты динамической системы; $V_{зад}$ — заданная скорость движения ТС; СКШ — ТС; $\alpha_к$ — угол поворота управляемого колеса; САУД — система автоматизированного (автоматического) управления движением ТС; САУ — система автоматизированного (автоматического) управления подсистемой ТС; МД — момент ДВС; МТУ — моторно-трансмиссионная установка; МТЭД — тяговый момент подведенный к колесу; ω_x, S — параметры перемещения колеса; f, φ, C_r, μ — характеристики опорной поверхности (дороги); R_z, R_x, R_y — реакции опорной поверхности (дороги)

© Белоусов В.Б., Банникова Л.Б., Швецов А.М., Харитончик С.В., Колесникович А.Н., 2011

колебаниями в его структурных подсистемах. Комплексное рассмотрение колебаний твердых тел с неголономными связями во взаимосвязанных различных по функциональному назначению системах рулевого управления и подрессоривания активной безопасности автотранспортных средств впервые рассмотрено при выполнении исследований по проектам БРФФИ: Т-06Р-193, Т08Р-165 и РФФИ: 06-08-81034 Бел_а, 08-08-90005 Бел_а, 06-08-08174-офи [2]. В ходе апробации и верификации математической модели, а также физического моделирования движения транспортного средства на деформируемых и влажных опорных поверхностях (в отличие от недеформируемых и сухих поверхностей), а также для режимов качения колеса в условиях «микст», выявлено существенное расхождение полученных закономерностей с реальным функционированием сложной колебательной системы.

Объяснением этому может служить факт неучета влияния на системы активной безопасности, кроме всего прочего, характеристик и параметров исполнительных механизмов в системах рулевого управления (РУ) и подрессоривания.

Анализ показывает [3], что основное внимание конструкторов существующих транспортных средств привлекают три основные схемы РУ: с передними управляемыми осями, с передними и задними управляемыми осями и со всеми управляемыми осями, а также с механическим, гидравлическим и электрогидравлическим приводами управления углом поворота управляемых колес. Особую группу составляют многоопорные транспортные средства, колеса которых могут поворачивающиеся на большие углы, и позволяющие дополнительно к круговому движению двигаться перпендикулярно или под углом к продольной оси. На рисунке 2 представлена характерная схема РУ с механическим приводом и гидроусилителями (ГУ) поворота управляемых колес транспортного средства данного типа [3]. Если для 2-3-осных автомобилей привод РУ задних колес выглядит не таким уж сложным, то с увеличением числа осей сложность привода существенно возрастает. Даже без механизма запаздывания и стабилизации привод РУ многоосного шасси, например, шасси МЗКТ с колесной формулой 12×12 и управляемыми колесами двух передних и двух задних осей, представляет собой довольно громоздкую конструкцию (см. рисунок 2), легкость и простота обслуживания которой вызывают сомнения.

Использование всеколесного РУ (ВРУ) ставит проблему создания системы управления соотношением углов поворота управляемых колес транспортных средств в различных условиях движения. Реализация сложных моделей схем РУ, в которых соотношение

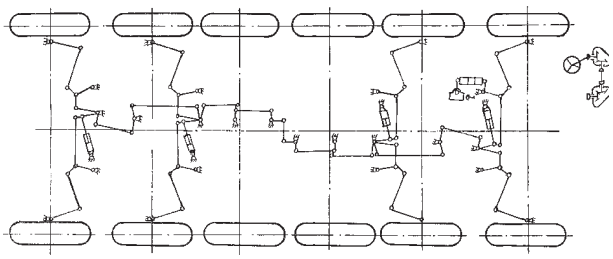


Рисунок 2 — Схема рулевого управления шасси с колесной формулой 12×12

углов поворота управляемых колес зависит от большого числа критериев регулирования, с помощью механического привода является проблематичной. Как показывает анализ, наилучшими возможностями обладают электрогидравлические приводы РУ, в которых гидравлическая часть используется в качестве силового устройства, а электрическая — как командное, в состав которого может включаться бортовая ЭВМ. Большинство известных схем привода ВРУ такого типа можно свести к принципиальной схеме, представленной на рисунке 3.

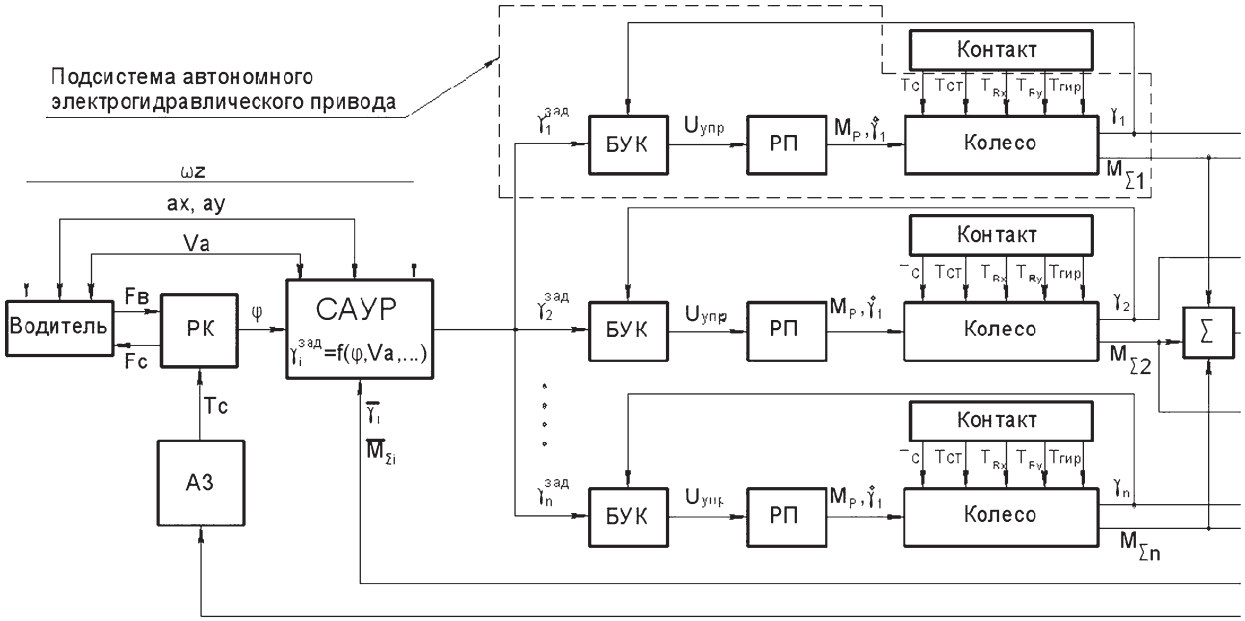
Система автоматического управления в зависимости от угла поворота рулевого колеса и некоторых других данных (например, скорости автомобиля) в соответствии с заложенным алгоритмом формирует задания на угол поворота каждого колеса. Далее система привода поворота колеса, управляя исполнительным механизмом (гидроцилиндром) и анализируя сигнал с датчика обратной связи, обеспечивает выполнение заданного угла поворота. Для повышения информативности рулевого управления может быть использован автомат загрузки, формирующий на рулевом колесе момент, в соответствии с суммарным моментом сопротивления на колесах (в случае значительного возмущения на колесе со стороны дороги в сторону управляющего воздействия может возникнуть «помогающий» момент).

Наличие в системе рулевого привода бортовой ЭВМ позволяет задавать различные управляющие программы. Подобные схемы РУ применяются, например, в конструкциях многоопорных транспортных средств, предназначенных для перевозки крупногабаритных грузов. Такие транспортные средства выпускаются фирмами Шевроле, Камаг (Германия), Кометто (Италия) и др. Система РУ этих транспортных средств обеспечивает поворот всех колес на углы, при которых поворот происходит вокруг единого центра (полюса РУ), положение которого задается выбором программы. Принципиальная схема привода РУ транспортных средств указанных фирм представлена на рисунке 4.

Сигнал, пропорциональный углу поворота рулевого колеса, вырабатывается потенциометром 9 и поступает на процессор бортового вычислителя. Водителем выбирается управляющая программа из набора программ 4. В процессор также поступает сигнал с усилителя обратной связи 2, пропорциональный углу поворота колеса. Команда управления, выдаваемая процессором, через усилитель 2 поступает на управляющий золотник 3 гидроцилиндра. Потенциометр обратной связи 6 вырабатывает сигнал, пропорциональный повороту колеса. Система имеет автомат загрузки рулевого колеса 5, управляющий гидросистемой нагружения рулевого колеса через золотник 7.

Следует заметить, что подобные транспортные средства эксплуатируются, как правило, в условиях низких скоростей, что не требует анализа параметров их устойчивости и управляемости и как следствие подробного математического описания динамики электрогидравлических приводов.

Применение на транспортном средстве гибкой схемы электрогидравлического привода РУ позволяет отказаться от громоздкой системы промежуточных рычагов и тяг. Кроме того, подобные схемы с бортовой ЭВМ легко реализуют любые алгоритмы управления, беря на себя полностью или частично функцию



РК	Рулевая колонка
АЗ	Автомат загрузки
САУР	Система автоматического управления рулем
БУК	Блок управления колесом
РП	Рулевой привод
Fв	Усилие на рулевом колесе
Tc	Момент сопротивления повороту руля
Fc	Усилие сопротивления руля
φ	Угол поворота рулевого колеса (сигнал с зататчика)
Va	Скорость КМ
ax, ay	Продольное и поперечное ускорения корпуса КМ
ωz	Угловая скорость вращения КМ вокруг вертикальной оси

γiзад	Задание на угол поворота данного колеса
Uупр	Управляющее напряжение на рулевой привод, задающее расход жидкости
Mр	Момент на шкворне от рулевого привода
ωi	Угловая скорость поворота колеса, определяемая расходом жидкости
Tc	Момент сопротивления повороту
Tст	Стабилизирующий момент от увода
Trx	Момент на шкворне от продольной реакции в пятне контакта
Try	Момент на шкворне от поперечной реакции в пятне контакта
Tгир	Гироскопический момент на шкворне
γi	Реальный угол поворота колеса (сигнал обратной связи)
MΣi	Суммарный момент на шкворне

Рисунок 3 — Принципиальная схема ВРУ *n*/2-осного автомобиля с автономным приводом поворота колес

управления криволинейным движением транспортного средства. Главной задачей теории автомобиля при этом является разработка и обоснование законов (алгоритмов) изменения соотношения углов поворота управляемых колес в зависимости от условий движения для транспортных средств различного назначения. Для корректной реализации этих алгоритмов требуется обоснование характеристик и параметров силовых и командных устройств САУ ВРУ, то есть гидравлической и электрической частей электрогидравлического привода РУ. Методики расчета подобных устройств для условий нестационарного и трибологического взаимодействия управляемого колеса ТС с опорной поверхностью может быть отработана на базе виртуальных испытаний [4]. Пример полнокомплектной динамической модели многозвенного автопоезда созданной в среде MSC.ADAMS и подмоделей подвесок и рулевого управления показаны на рисунках 5, 6, 7.

Динамическая модель передней подвески в MSC.ADAMS включает: малолистовые рессоры, стабилизатор поперечной устойчивости, амортизаторы. Малолистовые рессоры, разработаны с помощью утилиты пакета MSC.ADAMS Leafspring [5]. Характеристика амортизатора передней подвески задана демпфером с нелинейной характеристикой вида $F_d=f(v_s)$, где F_d — сила сопротивления амортизатора, v_s — скорость перемещения штока амортизатора. На рисунке 6 приведены модель передней подвески в MSC.ADAMS и дана характеристика амортизатора.

Подвеска тягового модуля тягача — зависимая четырехбаллонная пневматическая. Динамическая модель подвески ведущего моста автомобилей в MSC.ADAMS включает: пневмоэлементы с нелинейной характерис-

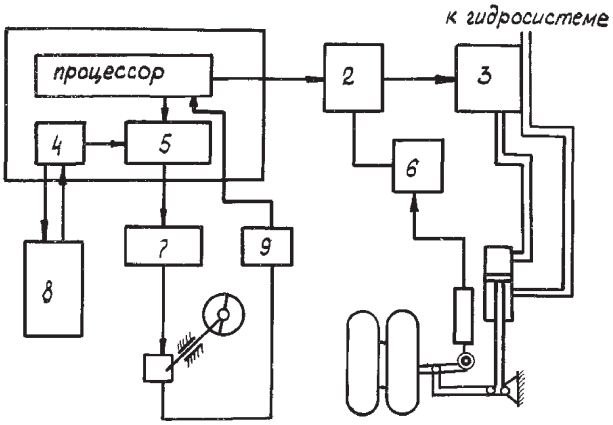


Рисунок 4 — Система РУ ТС фирмы Kometto

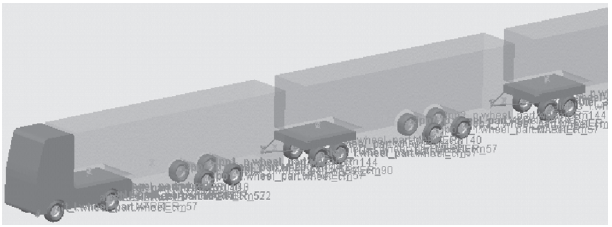


Рисунок 5 — Динамическая модель многозвенного автопоезда

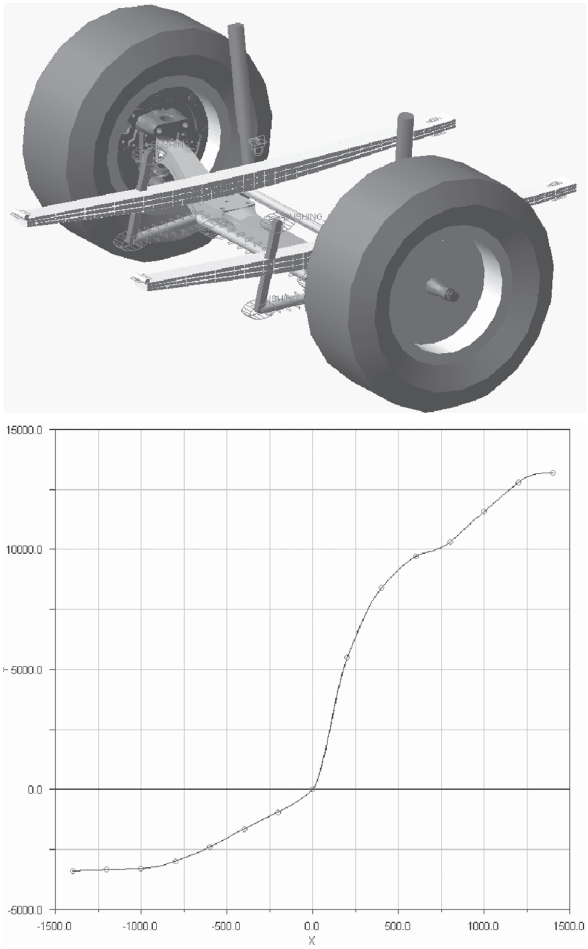


Рисунок 6 — Модель передней подвески

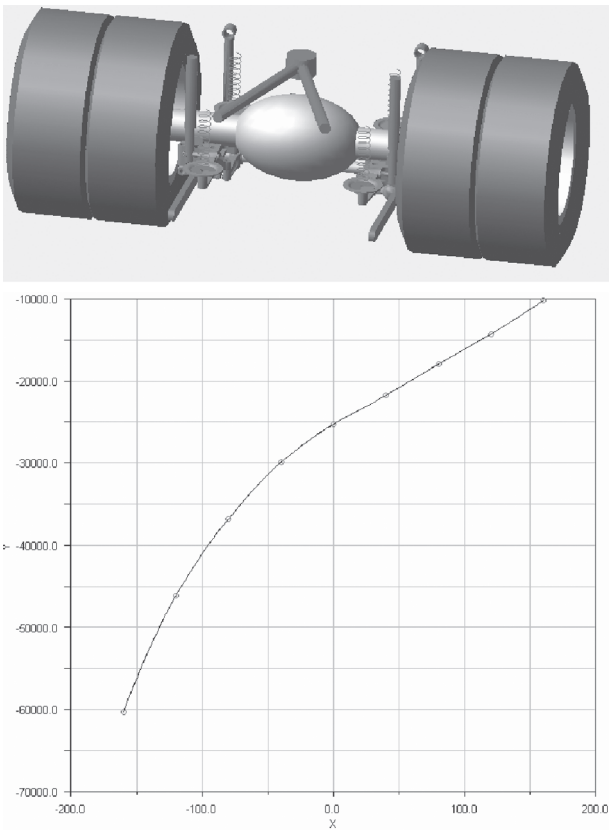


Рисунок 7 — Модель задней подвески тягача

тикой, опоры пневмоэлементов, стабилизатор поперечной устойчивости, V-образная штанга, амортизаторы. Модель пневмобалона задней подвески задана нелинейной упругой характеристикой вида $F_c=f(z)$, где F_c — сила упругости пневмобалона, z — перемещения штока пневмобалона. На рисунке 7 приведена модель задней подвески в MSC.ADAMS и дана упругая характеристика пневмобалона.

Модель привода рулевого управления приведена на рисунке 8.

При исследовании моделей систем ВРУ и управляемого подрессоривания колес многоосных машин необходимо также учитывать удаленность приводов от источника питания и существенный разброс величин реализуемых приводом усилий. Например, при использовании индивидуального привода поворотом колес ВРУ, необходима реализация различных моментов сопротивления повороту колес, вызванных перераспределением усилий между колесами и свойств опорной поверхности. Наиболее широко распространенные на сегодняшний день методы исследования длинных линий в гидравлических системах требуют решения систем дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих процесс при определенной совокупности начальных и граничных условий. В случае, когда граничные условия представляют так же дифференциальные уравнения, решение такой системы может представлять существенные трудности. Кроме того, изменение граничных условий, задание их в виде произвольных функций, а так же введение местных сопротивлений по длине линии или описание разветвленных трубопроводов требует всякий раз решения системы из достаточно большого числа уравнений, что в некоторых случаях весьма затрудняет анализ.

С использованием метода, при котором линия разбивается на совокупность участков, режим течения на каждом из которых в течение малого конечного промежутка времени принимается стационарным с присущими ему параметрами. Для таких условий составлены расчетные схемы системы ВРУ многоосной машины (рисунок 9 и 10) и управляемой системы подрессоривания колес (рисунок 11).

На рисунке 11 точками обозначены участки, для которых выводятся на графики значения контролируемых параметров: давления и расходов жидкости на участке. Данные модели в составе комплексной математической модели криволинейного движения автомобиля позволяют исследовать процессы, проходящие в описываемых системах, с учетом динамики гидропривода.

Трубопровод рассматривается как совокупность участков, представляющих собой линии с сосредоточен-

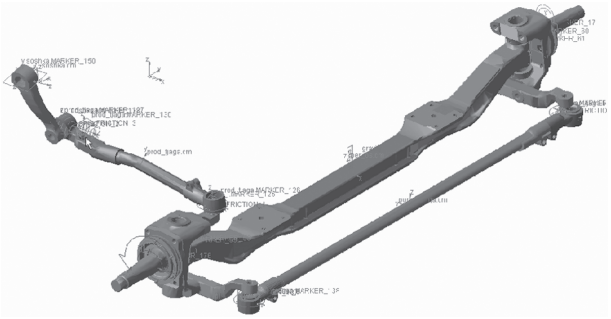


Рисунок 8 — Модель привода рулевого управления

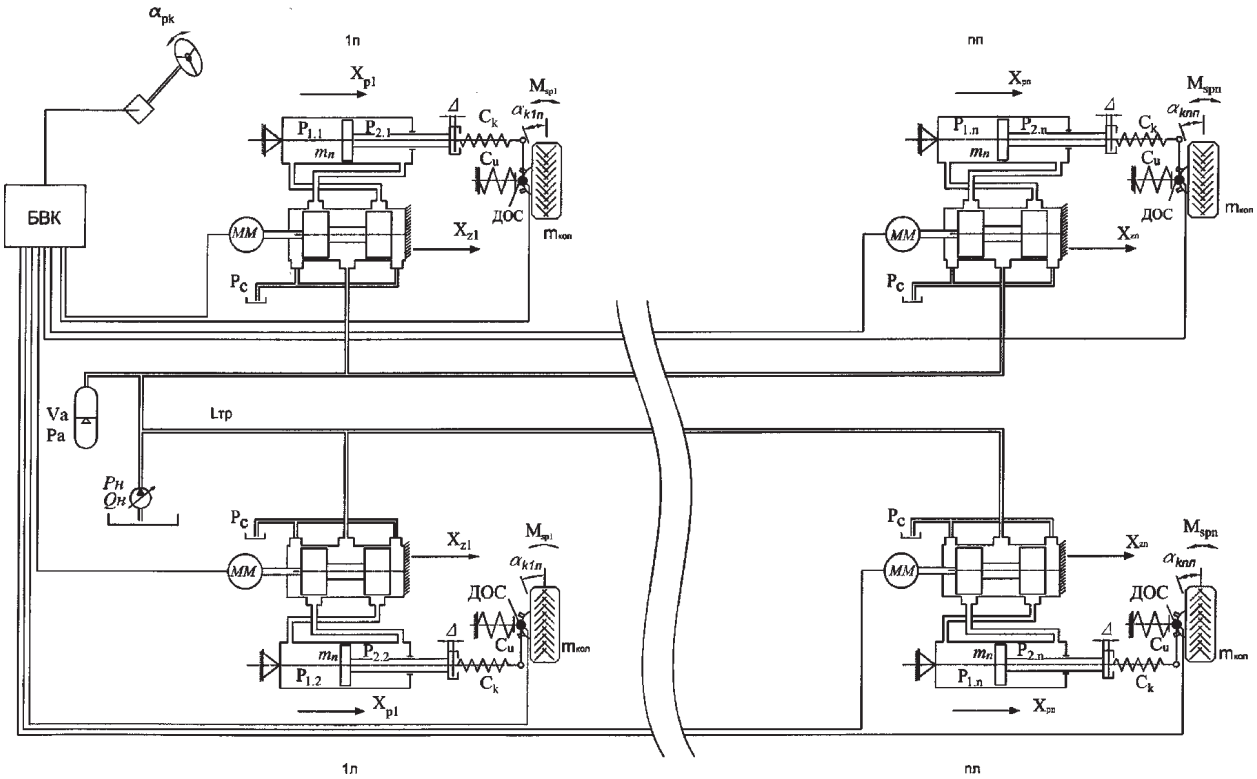
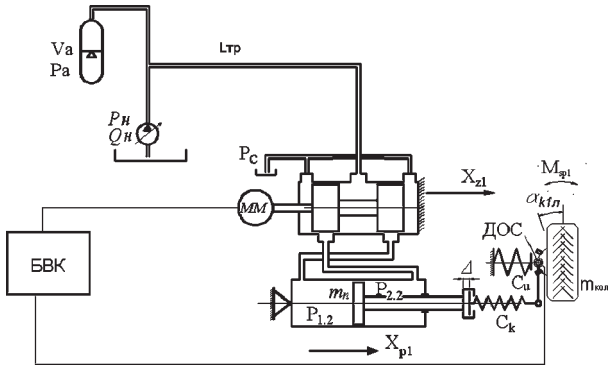
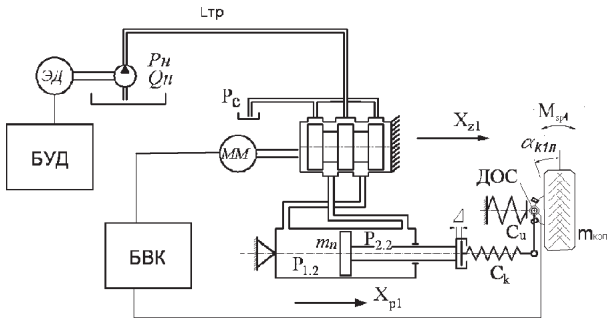


Рисунок 9 — Расчетная схема централизованной гидросистемы ВРУ

ными параметрами. Описание движения упругой жидкости производится в предположении постоянства ее плотности. При этом столб жидкости рассматривается состоящим из отдельных несжимаемых элементов, соединенных между собой пружинами (рисунок 12).



а)



б)

Рисунок 10 — Расчетная схема автономного привода:
***а*) расчетная схема АП с дроссельным регулированием;**
***б*) расчетная схема АП с объемным регулированием**

Структурная схема участка трубопровода представлена на рисунке 13.

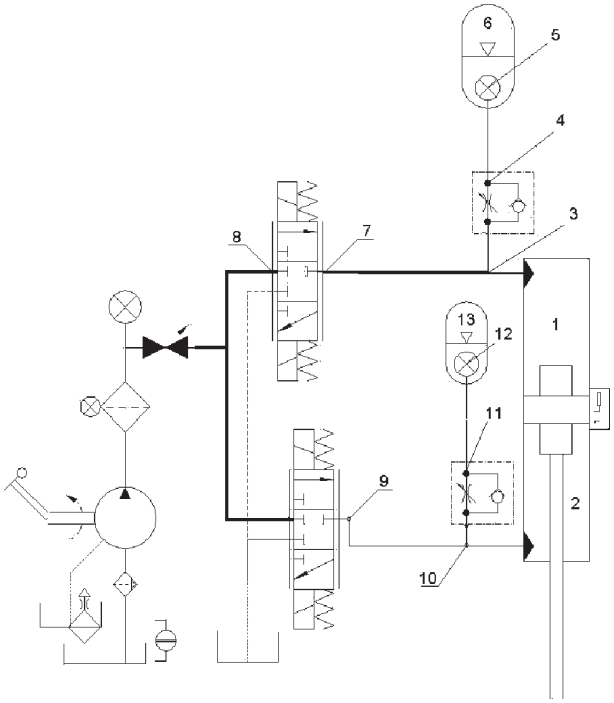


Рисунок 11 — Схема управляемой системы подрессоривания колеса с пневмогидравлическим упругим элементом

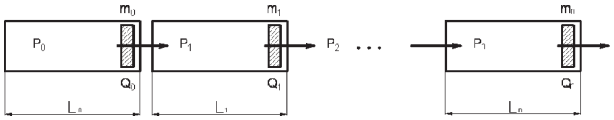


Рисунок 12 — Расчетная схема трубопровода

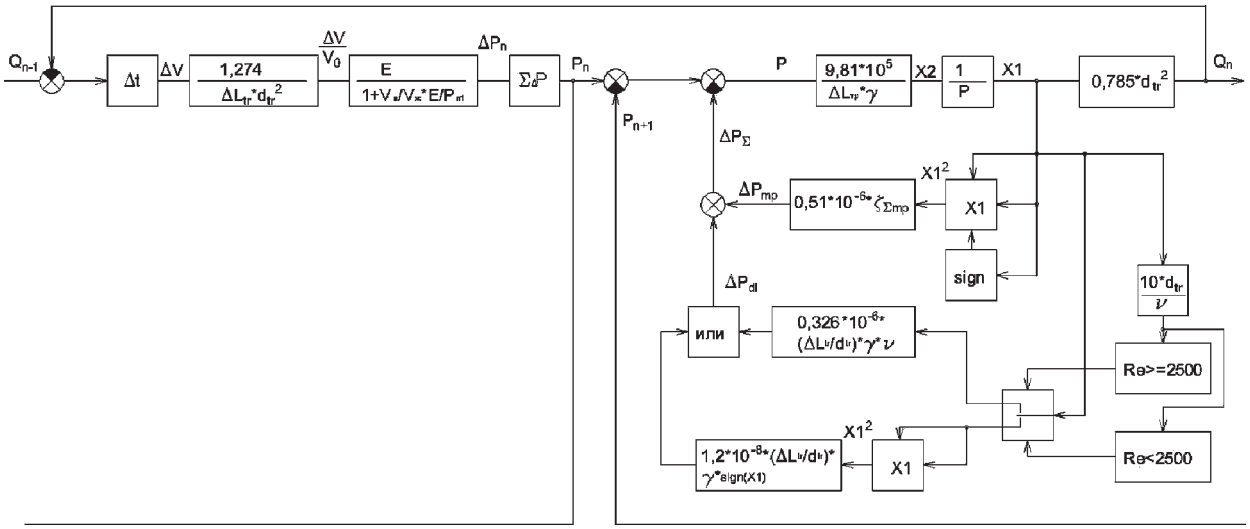


Рисунок 13 — Структурная схема участка трубопровода длиной ΔL_{tr} диаметром d_{tr}, определяющая расход жидкости Q_n на выходе участка при известном расходе на входе Q_{n-1}

Приведенные модели имеют следующие основные особенности: учет сжимаемости и утечки рабочей жидкости; учет длины трубопроводов; наличие нескольких потребителей. Как составные части комплексной математической модели (ММ) разработаны ММ централизованного (см. рисунок 9) и автономного привода (см. рисунок 10). Однако во всех моделях до сих пор не рассматривалась как составная часть комплексной ММ модель исполнительного силового устройства.

Динамические свойства контура управления практически полностью определяются силовым цилиндром с нагрузкой и связанным с ним гидравлическими линиями распределителя. Это объясняется тем, что собственная частота силового цилиндра существенно ниже собственных частот других входящих устройств (ЭМП, ДПК, электронные платы). Следует отметить так же, что на характеристики контура существенно влияют нелинейности: трение, люфты, наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости, перекрытия золотниковой пары. Это обстоятельство исключает возможность аппроксимации силового цилиндра линейными уравнениями.

Поэтому в исследованиях рассматривается математическая модель силового цилиндра и связанного с ним золотника, позволяющая получить весь спектр характеристик, необходимых для расчета устойчивости контура и минимизации ошибки стабилизации. На рисунке 14 приведена расчетная схема, позволяющая через геометрические параметры двух рабочих щелей (нагнетательной и сливной) золотниковой пары вывести уравнения расходов рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра. В результате получаются необходимые входные данные для расчета динамики движения гидроцилиндра с механической частью привода (рисунок 15), что замыкает ММ привода.

Поскольку комплексная ММ динамики построена по блочному принципу и методом членения легко преобразуется в набор более простых моделей, которые можно наращивать, что позволяет оценить значимость колебаний твердых тел в каждой из рассматриваемых подсистем с учетом характеристик и параметров привода общей системы активной безопасности транспортного средства в формировании входного возмущения на человека-оператора.

Поэтому ММ электрогидравлического привода просто встраивается в комплексную ММ как самостоятельный ее блок, имеющий информационные и силовые связи с функционально связанными устройствами подсистем ВРУ и подрессоривания.

Подобное комплексное рассмотрение колебаний твердых тел с неголономными связями во взаимосвязанных различных по функциональному назначению системах ВРУ и подрессоривания, активной безопасности транспортного средства, осуществляется впервые и в открытой научно-технической литературе не описано.

Подобный подход в конечном итоге позволит обосновать параметры системы рулевого управления и подвески многозвенного автопоезда.

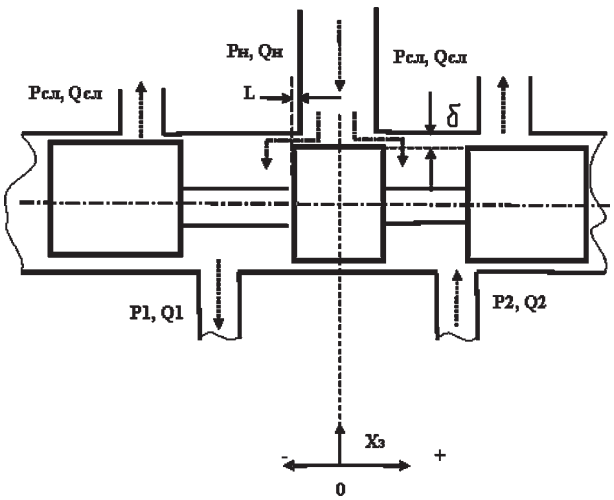


Рисунок 14 — Расчетная схема вывода уравнений расходов рабочей жидкости через кромки золотника:
$P_н$, $P_{сл}$, P_1, P_2 — давления в нагнетающей, сливной магистралях, полости 1 и полости 2 гидроцилиндра соответственно;
$Q_н$, $Q_{сл}$, Q_1, Q_2 — расходы в нагнетающей, сливной магистралях, полости 1 и полости 2 гидроцилиндра соответственно;
L — перекрытие, d — зазор

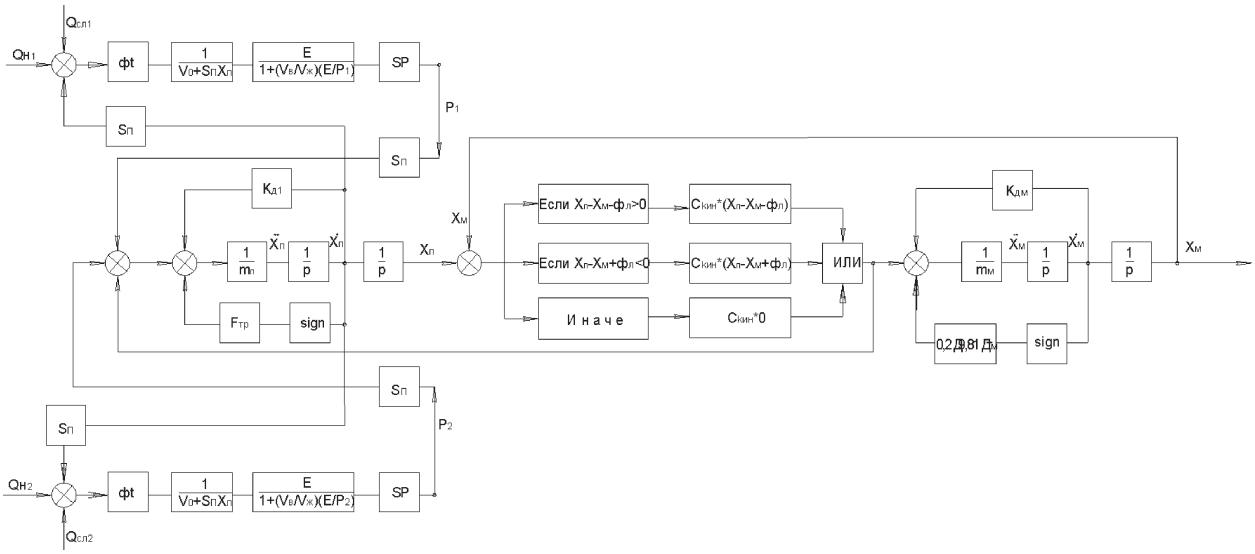


Рисунок 15 — Структурная схема гидроцилиндра с механической частью привода

Список литературы

1. Ксеневич, И.П. Аспекты проектирования сложных вероятностных нелинейных динамических неголономных систем / И.П. Ксеневич // Приводная техника. — 2007. — № 4. — С. 2—13.
2. Белоусов, Б.Н. Система активной безопасности многоосных колесных машин как система упруго-деформируемых твердых тел, с наложенными неголономными, нестационарными связями и активными упруго-демпфирующими элементами, функционирующая при случайном возмущении / Б.Н. Белоусов, И.В. Федотов, А.Г. Болдырев // Приводная техника. — 2007. — № 6. — С. 10—20.
3. Белоусов, Б.Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Б.Н. Белоусов, С.Д. Попов / под общ. ред. Б.Н. Белоусова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 728 с.
4. Динамика криволинейного движения многозвенного грузового магистрального автопоезда: компьютерное и физическое моделирование / М.С. Высоцкий [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 4. — С. 5—15.
5. Multibody simulation of curvelinear dynamics while engineering superlong highway multilink trucks / M. Vysotski [et al.] // FISITA 2010 World Automotive Congress, 30 May to 4 June, 2010, Budapest, Hungary. — F2010B012.

Belousov B.N., Bannikova E.B., Shvecov A.M., Kharytonchyk S.V., Kalesnikovich A.N.

Improving safety of vehicles based on improving performance of steering and sus-pension

The questions of active safety in a joint study of the steering and suspension system of the vehicle are considered in the paper. Calculated schemes of the complex mathematical models and methods of their simulation are given in the article. The developed techniques will allow to research the substantiation of parameters of the steering system and suspension of any vehicle, including a multilink truck. This article was prepared based on research carried out within the framework of joint projects under BRFFR and RFFR grants.

Поступила в редакцию 08.12.2010