7 Синтез систем привода ведущих колес многоприводных машин

В данной главе приводятся результаты анализа известных из научнотехнической литературы подходов к синтезу приводов ведущих мостов и колес многоприводных машин, а также критериев оптимальности, используемых при проектировании приводов ведущих колес многоприводных машин.

Предлагается новый подход к синтезу систем привода ведущих колес многоприводных машин. Формулируются методология снижения энергозатрат многоприводных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес и основные этапы научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ (НИОКР) по ее практической реализации.

7.1 Методология снижения энергозатрат многоприводных машин

Целью данного раздела является разработка методологии снижения энергозатрат многоприводных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес на основе регулирования касательных сил тяги как по величине, так и по направлению действия.

7.1.1 Анализ известных методов синтеза систем привода ведущих колес многоприводных машин.

Исследования приводов ведущих колес начались практически одновременно с зарождением теории движения (теории эксплуатационных свойств) наземных машин. В 1905 г. Н. Е. Жуковским опубликована статья «Теория прибора Ромейко-Гурко» [186], в которой впервые исследовались вопросы криволинейного движения колесной машины с учетом особенностей движения колес различного диаметра, связанных жесткой осью.

Принципы Н. Е. Жуковского легли в основу разработанного академиком Е. А. Чудаковым аналитического метода расчета нагруженности силовых передач колесных машин с блокированным приводом ведущих колес [187]. На базе анализа особенностей взаимодействия колесного движителя с твердой опорной поверхностью Е. А. Чудаков решил задачу для экипажа с эластичными колесами, действительный радиус качения которых зависит от реализуемых крутящих моментов.

В последующие годы возрастающие потребности в транспортнотяговых средствах различного назначения усиливали мотивацию и способствовали развитию теории движения и эксплуатационных свойств колесных машин. Наибольший вклад в развитие теоретических и экспериментальных исследований эксплуатационных свойств и влияния на них параметров систем привода ведущих колес внесли Е. А. Чудаков, Я. С. Агейкин, П. В. Аксенов, А. С. Антонов, Д. А. Антонов, Б. Н. Белоусов, В. П. Бойков, Н. Ф. Бочаров, В. В. Ванцевич, Дж. Вонг, Т. Д. Гиллесри, В. В. Гуськов, А. М. Иванов, Г. О. Котиева, Л. Г. Красневский, И. П. Ксеневич, Г. М. Кутьков, А. Х. Лефаров, А. С. Литвинов, В. В. Московкин, В. А. Петрушов, Ю. В. Пирковский, В. Ф. Платонов, А. А. Полунгян, А. Т. Скойбеда, Г. А. Смирнов, Я. Е. Фаробин, В. С. Шупляков, С.Б. Шухман, Н.А. Щельцын и другие. Многостороннее влияние систем привода ведущих колес на энергозатраты и эксплуатационные свойства колесных машин и обостряющаяся конкуренция среди автопроизводителей продолжают стимулировать выполнение фундаментальных исследований и проведение широкомасштабных НИОКР в данной области.

Анализ научно-технической и патентной литературы показал, что современные методы проектирования приводов ведущих колес основываются на применении методов синтеза оптимальных технических систем. Использование последних стало возможным в результате развития методов математической оптимизации.

Рассмотрим результаты последних НИР по разработке системных подходов к синтезу систем привода ведущих мостов и колес, представляющих наибольших интерес с позиции дальнейшего развития методов проектирования энергосберегающих приводов ведущих колес многоприводных машин.

Вопросам обоснования оптимальных параметров и автоматизации приводов ведущих мостов и колес посвящены работы А. Т. Скойбеды [150]. В основу данных исследований положены сформулированные главные требования к приводам ведущих колес сельскохозяйственных тракторов, заключающиеся в необходимости обеспечения высоких тяговых свойств, устойчивости прямолинейного движения в междурядьях растений и создании тормозных сил при выполнении транспортных работ. В соответствии с указанными требованиями обоснование параметров автоматизированных систем привода ведущих мостов и колес предполагается производить в два этапа. На первом этапе обоснование параметров привода ведущих колес осуществляется по отдельным критериям оптимальности: устойчивости прямолинейного максимуму тяги. движения, максимуму тормозных сил.

После выбора основных регулируемых параметров по отдельным кри-

териям на втором этапе производится совместная окончательная оптимизация параметров привода ведущих колес, которая осуществляется по обобщенному безразмерному критерию, названному эффективностью ходовой системы:

$$\Im_{xc} = \frac{\Pi(x_i)}{\Pi_{\max}} + \frac{Y[\Delta Q_{pes}(x_i)]}{Y_{\max}} + \frac{T(x_i)}{T_{\max}},$$
(7.1)

где $\Pi(x_i)$, $Y[\Delta Q_{pes}(x_i)]$ и $T(x_i)$ – значения критериев тяговых свойств, устойчивости прямолинейного движения, тормозных сил;

 $\Pi_{\rm max}$, $Y_{\rm max}$ и $T_{\rm max}$ – максимальные значения тяговых свойств, устойчивости прямолинейного движения, тормозных сил, полученные при раздельной оптимизации параметров.

В соответствии с подходом, предложенным в [150], оптимальными параметрами систем привода ведущих мостов и колес считаются такие, которые обеспечивают наибольшее приближение критерия (7.1) к максимуму.

Немалый интерес для оптимизации параметров и проектирования приводов ведущих колес многоприводных колесных машин представляет коэффициент добротности (совершенства) схемы трансмиссии, предложенный П. В. Аксеновым и Б. Н. Белоусовым [64]:

$$K_{\partial c} = 1 - \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{2n} \left[\left(N_{0ipau} - N_{0ip} \right)^2 \right]}}{N_{0a}},$$
(7.2)

где N_{0ipau} – рациональная мощность колесного движителя;

 N_{0ip} — реальная мгновенная мощность, подводимая к колесному движителю в данный момент времени и в тех же условиях;

N_{0a} – суммарная тяговая мощность, которая должна быть подведена к трансмиссии и распределена по колесным движителям в заданных условиях и режимах движения колесной машины;

n – число колесных движителей.

Разработка методики и критерия оценки схем привода $K_{\partial c}$ базировалась на выдвинутой авторами гипотезе о существовании оптимального распределения мощности между ведущими колесами с учетом тяговодинамических свойств, топливной экономичности, управляемости и устойчивости движения, проходимости, надежности трансмиссии и изнашивания шин. Данная гипотеза основывается на предположении о том, что в любой бесконечно малый промежуток времени существует оптимальная величина подведенной к колесу мощности N_{0ipau} , которая обеспечивает колесу работу при минимальных нагрузках и потерях на качение и позволяет ему выполнять функции по созданию силы тяги и обеспечению управляемости и устойчивости движения. Считалось также, что если все колеса работают в оптимальном по мощности режиме, то колесной машине в заданных условиях и режимах движения гарантированы в целом высокие эксплуатационные свойства.

В [64] отмечается, что при равенстве действительных мощностей N_{0ip} их оптимальным значениям N_{0ipau} , т. е. в случае «идеальной» схемы трансмиссии, коэффициент K_{dc} (7.2) равен единице. Если трансмиссия не подводит мощность к колесам, например, при отрыве одного из ведущих колес от опорной поверхности в случае простой дифференциальной связи, то мощность N_{0ip} и коэффициент K_{dc} равны нулю. При полностью блокированных схемах раздачи мощности при движении по твердым дорогам из-за возникновения циркуляции мощности в системе привода ведущих колес коэффициент K_{dc} может быть меньше нуля.

С участием автора выдвинутой гипотезы выполнены исследования различных принципов распределения мощности по колесным движителям по степени влияния на тягово-динамические свойства специальных колесных шасси [188]. Исследования проводились путем моделирования движения специальных колесных машин по маршруту длиной 10 000 м, включающему прямолинейный участок дороги I категории длиной, достаточной для достижения максимальной скорости движения, используемой для разгона колесных машин, прямолинейные участки дороги длиной 3 000 м с опорной поверхностью различных типов, прямолинейные участки дороги длиной до 1 000 м с опорной поверхностью различных типов и углом подъема, начиная с 0,035 рад и далее до максимально возможного по условиям сцепления и мощности двигателя, криволинейные участки длиной до 400 м с опорной поверхностью различных типов и радиусом поворота, начиная со 100 м до минимально возможного для данного шасси, участки дороги с различными свойствами опорной поверхности по бортам колесной машины (рисунок 7.1). По результатам исследований сделан вывод о том, что без учета технической сложности реализации в конструкции специальных колесных машин рассмотренные принципы распределения мощности располагаются в следующей предпочтительной последовательности:

- равенство коэффициентов буксований ведущих колес;
- равенство крутящих моментов на ведущих колесах;
- равенство мощностей в приводах ведущих колес;
- равенство частот вращения ведущих колес.



1 - равенство моментов; 2 - равенство частот вращения; 3 - равенство мощностей; 4 - шасси с ГМП

Рисунок 7.1 – Относительная максимально возможная скорость криволинейного движения шасси типа M3KT-79221 [99]

Существенное значение для количественной оценки систем привода и законов распределения мощности между ведущими мостами и колесами многоприводных колесных машин имеет коэффициент оптимального распределения мощности, предложенный Ю. В. Пирковским и С. Б. Шухманом [100]:

$$K_{opm} = \left(1 - \frac{N_{oaonm}}{N_{oa\phi}}\right) \cdot 100 \% = \left(1 - \frac{N_{oaonm}}{N'_{oa} + N_{\partial e}}\right) \cdot 100 \%, \quad (7.3)$$

где $N_{oa\phi}$ – мощность, подводимая к движителю оцениваемой колесной машины, $N_{oa\phi} = N'_{oa} + N_{\partial e};$

N'_{oa} – мощность, подводимая к движителю колесной машины и

определяемая по уравнению баланса мощности движителя (без учета коэффициента приспособляемости);

 $N_{\partial s}$ — мощность, возникающая вследствие влияния коэффициента приспособляемости двигателя.

В основе коэффициента *К*_{орм} лежит сформулированное авторами требование, которому должна удовлетворять «идеальная» трансмиссия: «крутящий момент двигателя должен распределяться между ведущими мостами таким образом, чтобы для автомобиля данной грузоподъемности с данным движителем при данных условиях и режимах движения обеспечить минимальную мощность, необходимую для заданной скорости движения автомобиля, минимальный расход топлива и наилучшие показатели опорной проходимости» [100]. Под оптимальным распределением мощности между ведущими мостами авторами, как и в предыдущем случае, принималось распределение, обеспечивающее минимальное сопротивление движению колесной машины. Данное положение базируется на утверждении о наименьшем сопротивлении качению колеса в свободном режиме его движения, подвергнутому детальному теоретическому и экспериментальному исследованию и подтвержденному трудами Ю. В. Пирковского [50].

Коэффициент *К*_{орм} (7.3) позволяет учесть влияние коэффициента приспособляемости двигателя и увеличение необходимой для движения колесной машины мощности вследствие несовершенства привода ведущих мостов.

Кроме коэффициента K_{opm} оптимального распределения мощности, для комплексной оценки схемы привода колесных машин предлагается использовать коэффициент преодолеваемых внешний сопротивлений K_{sc} , коэффициент максимальной скорости $K_{c\kappa}$ и коэффициент изменения расхода топлива K_{pm} [100], определяемые по следующим формулам:

$$K_{ec} = \left(1 - \frac{N_{aonm}}{N_{a\phi}}\right) \cdot 100 \%; \ K_{c\kappa} = \left(1 - \frac{v_{\max\phi a\kappa m}}{v_{\max onm}}\right) \cdot 100 \%; \ K_{pm} = \frac{Q_p - Q_{onm}}{Q_p}, (7.4)$$

где N_{aonm} и $N_{a\phi}$ – величины внешних сопротивлений, преодолеваемых колесной машиной с оптимальной схемой трансмиссии и данной колесной машиной при одной и той же мощности N_{oa} , подводимой к движителю колесной машины;

v_{max факт} и v_{max onm} – максимальная скорость движения колесной
 машины с оцениваемой и оптимальной схемами трансмиссии

соответственно;

Q_p и *Q_{onm}* – расход топлива колесными машинами с реальной трансмиссией и оптимальной конструкцией трансмиссии, л/100 км.

Разработке новых методов распределения мощности по колесам полноприводных машин на основе математического описания функционирования системы «двигатель-движитель» для обеспечения наименьших энергозатрат при движении в заданных условиях, а также разработке принципов построения схемы гидрообъемной трансмиссии и систем управления ею посвящены исследования С. Б. Шухмана. В [101] на базе анализа различных компоновочных вариантов построения гидрообъемной трансмиссии обосновывается модульная схема построения (рисунок 7.2), которая трансмиссии облегчает процесс уменьшает массу и регулирования ее параметров.



🖉 – гидронасос; 🖉 – гидромотор

Рисунок 7.2 – Схема гидрообъмной трансмиссии внедорожной машины с колесной формулой 8 × 8, построенной по принципу [101]

В такой трансмиссии регулируемые гидромоторы ведущих колес каждого моста соединены параллельно и приводятся от отдельного насоса, и число насосов трансмиссии равняется числу ведущих мостов колесной машины. Причем связь между ведущими мостами в данном случае является блокированной с регулируемым рассогласованием их частот вращения, а связь между колесами каждого ведущего моста дифференциальная с регулируемым распределением крутящего момента по колесам. При этом системе управления трансмиссией отводится задача обеспечения требуемого режима движения колесной машины в текущих условиях ее эксплуатации. Данная задача решается выбором соответствующего передаточного числа трансмиссии, а если объектом регулирования является также и двигатель, то и выбором необходимого режима работы двигателя.

В исследованиях В. В. Ванцевича [102] в основу разработки критериев совершенства систем привода ведущих мостов и колес положена структура обобщенного технического критерия любой колесной машины – удельной производительности. Для исследования многоприводных колесных машин, выполняющих транспортные работы, им предложены транспортный КПД ходовой системы η_{rs}^{tr} и КПД машины η_{v} в целом. Последний определяется по формуле

$$\eta_{\nu} = \frac{N_t + \sum_{i=1}^m \left(N'_{fli} + N''_{fli} \right)}{\sum_{i=1}^n \left(N'_{ki} + N''_{ki} \right)},$$
(7.5)

где N_t – мощность, расходуемая на преодоление крюковой нагрузки; N'_{fli} и N''_{fli} – части мощности N_{fl} сопротивления качению правого и левого колес *i*-го моста, обусловленные действием перевозимого груза (здесь индексами / и // обозначены колеса разных бортов машины);

 N_{ki}^{\prime} и $N_{ki}^{\prime\prime}$ – мощности, подведенные к правому и левому ведущим колесам *i*-го моста;

m – число всех мостов колесной машины;

n – число ведущих мостов колесной машины.

В соответствии с подходом к синтезу систем привода ведущих мостов и колес многоприводных транспортно-тяговых машин, приведенным в [102], под оптимальным распределением касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами понимается такое распределение, которое обеспечивает наибольшие значения транспортного КПД ходовой системы η_{rs}^{tr} для случая прямолинейного движения колесной машины при условии, если оно не ухудшает показатели поворачиваемости и устойчивости движения ниже заданных пороговых величин (рисунок 7.3). Если указанное условие не выполняется, полученные при оптимизации характеристики распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами корректируются в сторону снижения эффективности ходовой системы и эксплуатации колесной машины в целом.



Рисунок 7.3 – Алгоритм поиска законов оптимального распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами многоприводных машин [102] В результате исследований [103] полученных таким образом оптимальных распределений касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами сделан вывод о том, что максимальная эффективность ходовой системы на эксплуатационных режимах движения колесных машин обеспечивается равенством или же незначительным отличием коэффициентов буксований ведущих колес разных мостов. При проектировании многоприводных машин, в том числе работающих на мягких грунтах, следует стремиться к равенству буксований ведущих колес. На основе данного подхода разработан аналитический метод определения внешних характеристик приводов ведущих мостов и колес, обеспечивающих требуемое распределение касательных сил тяги (крутящих моментов). С использованием этого метода обоснованы типы дифференциальных механизмов для применения в межосевых и межколесных узлах связи силового привода ведущих колес внедорожной машины с колесной формулой 8 × 8.

Таким образом, проведенный в данном разделе анализ показал, что известные из научно-технической литературы методы синтеза систем привода ведущих колес многоприводных колесных машин связаны с выбором передаточных чисел, обоснованием типов применяемых дифференциальных механизмов и проектированием только отдельно взятого силового привода ведущих колес. Они ориентированы на минимизацию мощности, необходимой для движения колесной машины с заданной скоростью, достижение минимального расхода топлива и высоких показателей опорной проходимости. При этом под движением колесной машины понимается движение колесной машины в любом направлении вне зависимости от требуемого направления передвижения грузов/пассажиров и направления движения, задаваемого водителем поворотом рулевого колеса. Оптимизация распределения касательных сил тяги (крутящих моментов, мощности) между ведущими мостами и колесами при проектировании приводов ведущих колес осуществляется по целевым функциям, составленным для случая прямолинейного движения, с последующей проверкой условий поворачиваемости и устойчивости движения колесной машины.

В основе известных методов синтеза систем привода ведущих колес лежит оптимизация распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами, направленная на обеспечение движения колесной машины с минимальными энергозатратами как такового. При этом они не гарантируют максимальной эффективности ходовым системам в общем случае управляемого криволинейного движения колесных машин. 7.1.2 Новый подход к синтезу систем привода ведущих колес многоприводных машин.

Приведем исходные положения, послужившие основой для формирования нового подхода к синтезу систем привода ведущих колес многоприводных колесных машин.

Во-первых, в связи с тем, что движение колесных машин осуществляется посредством реализации ведущими колесами касательных сил тяги, для разработки количественного показателя для оценки энергозатрат многоприводных колесных машин обратимся к понятию «работа силы». Из [105, с. 1100] следует, что «работа силы – мера действия силы, зависящая от численной величины и направления силы F и от перемещения *s* точки ее приложения. Если сила F численно и по направлению постоянна, а перемещение прямолинейно, то работа

$$A = F \cdot s \cdot \cos \alpha$$

где α – угол между направлениями силы и перемещения» (рисунок 7.4).



Рисунок 7.4 - К определению понятия «работа силы»

Таким образом, из понятия «работа силы» следует, что работа касательной силы тяги ведущего колеса зависит не только от численной величины, но и от направления действия касательной силы тяги.

Во-вторых, рассмотрим результаты анализа характерных режимов эксплуатации многоприводных колесных машин в наиболее вероятных условиях.

Из статистических данных, приведенных в [105], следует, что на наиболее вероятных для эксплуатации многоприводных колесных машин грунтовых дорогах от 65 до 75 % времени движение осуществляется по траекториям с радиусами кривизны менее 300–400 м и средними скоростями порядка 4,1–5,6 м/с. На городских перекрестках, отдельных грунто-

вых дорогах и местности скорость движения колесных машин снижается до 2,2–2,8 м/с, а радиусы поворота – до 20–25 м. В закрытых помещениях и при разворотах на ограниченных площадках скорость снижается до 0,5–1,4 м/с, а радиусы поворота – до минимально возможных, т. е. до единиц метров у двухосных колесных машин с короткой базой и 10–15 м у колесных машин с тремя и большим числом мостов.

Таким образом, одной из основных характерных особенностей эксплуатации многоприводных колесных машин является управляемое водителем движение в общем случае практически все время по криволинейным траекториям. Это объясняется тем, что, с одной стороны, очень мало абсолютно прямолинейных участков дорог, к которым в теории движения колесных машин принято относить участки с радиусом кривизны более 500–1 000 м. Причем водителю приходится поворачивать с одной дороги или улицы на другую, сторониться и объезжать препятствия по направлению движения, маневрировать в местах погрузки и разгрузки. С другой стороны, на колесную машину практически всегда действуют боковые силы, которые изменяют или стремятся изменить траекторию движения, а водителю приходится все время ее корректировать.

Как известно, при криволинейном движении колесной машины траектория качения ее эластичного колеса отклоняется от плоскости колеса на угол, называемый углом бокового увода. В реальных эксплуатационных условиях колесных машин углы бокового увода могут составлять 0,122–0,14 рад, а в некоторых случаях даже 0,175–0,209 рад [105]. Следовательно, направления действия касательных сил тяги ведущих колес многоприводных машин практически всегда не совпадают с траекторией их перемещения, и количественный показатель для оценки энергозатрат многоприводных колесных машин должен это учитывать.

В-третьих, известно, что общепринятой характеристикой эффективности системы (устройства, машины) в отношении преобразования энергии является коэффициент полезного действия (КПД) [104, 106]. В соответствии с определением, приведенным в [104, с. 650], КПД «определяется отношением полезно использованной энергии (превращенной в работу при циклическом процессе) к суммарному количеству энергии, переданной системе».

Исходя из указанных предположений в [107] предлагается новый подход к синтезу систем привода ведущих колес многоприводных машин, основанный на принятии в качестве полезно использованной энергии при определении КПД ходовой системы части суммарного количества энергии, которая расходуется на осуществление движения колесной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса. Таким образом, для количественной оценки энергозатрат системы привода ведущих колес многоприводных машин примем *КПД ходовой системы*, под которым в данной работе предлагается понимать отношение энергии, использованной системой привода ведущих колес на передвижение многоприводной колесной машины в задаваемом водителем направлении, к суммарному количеству энергии, переданной системе привода ведущих колес [108].

В соответствии с данным определением выражение для вычисления КПД ходовой системы многоприводных колесных машин представляется отношением соответствующих мощностей [108]:

$$\eta_{rs\alpha} = \frac{N_{k\alpha}}{N_k},\tag{7.6}$$

где $N_{k\alpha}$ – мощность, расходованная ходовой системой на осуществление движения колесной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса;

 $N_{\boldsymbol{k}}$ — мощность, переданная ходовой системе многоприводной колесной машины.

Выражая мощности $N_{k\alpha}$ и N_k через соответствующие мощности, расходованные и переданные ведущим колесам, получаем выражение для расчета КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ в следующем виде:

$$\eta_{rs\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(N_{k\alpha ir} + N_{k\alpha il} \right)}{\sum_{i=1}^{n} \left(N_{kir} + N_{kil} \right)},$$
(7.7)

где N_{kair} и N_{kail} – мощности, расходованные соответственно правым и левым колесами *i*-го моста на осуществление движения колесной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса;

 N_{kir} и N_{kil} – мощности, переданные соответственно к правому и левому колесам *i*-го ведущего моста;

n – число ведущих мостов колесной машины.

Выражая мощности в уравнении (7.7) через произведения касательных сил тяги на скорости движения колес, получаем выражение, непосредственно связывающее величину КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ со значениями касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} ведущих колес [107]:

$$\eta_{rs\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(P_{k\alpha ir} \cdot v_{\alpha ir} + P_{k\alpha il} \cdot v_{\alpha il} \right)}{\sum_{i=1}^{n} \left(P_{kir} \cdot v_{vir} + P_{kil} \cdot v_{vil} \right)},$$
(7.8)

где $P_{k\alpha ir}$ и $P_{k\alpha il}$ – составляющие касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} , реализуемые соответственно правым и левым ведущими колесами *i*-го моста в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса;

 $v_{\alpha ir}$ и $v_{\alpha il}$ – скорости движения соответственно правого и левого ведущих колес *i*-го моста в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса;

 v_{vir} и v_{vil} – скорости движения соответственно правого и левого ведущих колес *i*-го моста, определяемые конструкцией колесной машины.

Для определения составляющих $P_{k\alpha ir}$ и $P_{k\alpha il}$ касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} составим схему ходовой системы *m*-осной многоприводной колесной машины (рисунок 7.5).



Рисунок 7.5 – Расчетная схема привода ведущих колес многоприводной машины

Из рисунка 7.5 следует, что составляющие $P_{k\alpha ir}$ и $P_{k\alpha il}$, реализуемые соответственно правым и левым ведущими колесами *i*-го моста в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса, связаны с реализуемыми в плоскости вращения ведущих колес касательными силами тяги P_{kir} и P_{kil} теоремой Пифагора.

Следовательно, составляющие P_{kair} и P_{kail} определяются выражениями

$$P_{k\alpha ir} = \sqrt{P_{kir}^2 - P_{k\varepsilon ir}^2} = P_{kir} \cdot \cos \varepsilon_{ir}; \qquad (7.9)$$

$$P_{k\alpha il} = \sqrt{P_{kil}^2 - P_{kil}^2} = P_{kil} \cdot \cos \varepsilon_{il}, \qquad (7.10)$$

где $P_{k\varepsilon ir}$ и $P_{k\varepsilon il}$ – составляющие касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} ведущих колес соответственно правого и левого ведущих колес *i*-го моста, перпендикулярные составляющим $P_{k\alpha ir}$ и $P_{k\alpha il}$ касательных сил тяги, реализуемым в задаваемом водителем направлении;

 ε_{ir} и ε_{il} – углы между действительной траекторией движения соответственно правого и левого ведущих колес *i*-го моста и направлением их движения, задаваемым водителем поворотом рулевого колеса.

Углы ε_{ir} и ε_{il} между действительной траекторией качения соответственно правого и левого ведущих колес *i*-го моста и направлением их движения, задаваемым водителем поворотом рулевого колеса, выразим через разность углов поворота управляемых колес:

$$\varepsilon_{ir} = \alpha_{\alpha ir} - \alpha_{ir}; \quad \varepsilon_{il} = \alpha_{\alpha il} - \alpha_{il}$$

где $\alpha_{\alpha ir}$ и $\alpha_{\alpha il}$ – углы между направлениями движения соответственно правого и левого колес *i*-го моста, задаваемыми водителем поворотом рулевого колеса, и продольной осью колесной машины;

α_{*ir*} и α_{*il*} – действительные углы поворота соответственно правого и левого колес *i*-го моста.

Для определения скоростей $v_{\alpha ir}$ и $v_{\alpha il}$ движения правого и левого ведущих колес *i*-го моста в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса, рассмотрим схему криволинейного движения ведущего колеса в составе ходовой системы многоприводной машины, приведенную на рисунке 7.6. На схеме использованы следующие обозначения: v_v – ско-

H		-	_	-	
×.		-	_	-81	
×.		-		-81	
8	14	<u> </u>	_	181	
Ξ		-		101	
-					y

рость движения колеса, определяемая конструкцией многоприводной колесной машины; v – действительная скорость движения ведущего колеса; v_{α} – требуемая (задаваемая водителем) скорость движения ведущего колеса; α – угол поворота колеса; δ – угол увода колеса; α_{α} – угол между скоростью v_{α} и продольной осью многоприводной машины; O – кинематический центр поворота многоприводной машины [105]; O_r – мгновенный центр вращения многоприводной машины [105].



Рисунок 7.6 — Схема криволинейного движения управляемого ведущего колеса в составе ходовой системы многоприводной машины

Из схемы криволинейного движения ведущего колеса следует, что скорость v_{α} является составляющей действительной скорости v и определяется зависимостью

$$v_{\alpha} = v \cdot \cos(\alpha_{\alpha} - \alpha + \delta). \tag{7.11}$$

С учетом зависимостей для расчета составляющих $P_{k\alpha ir}$ (7.9) и $P_{k\alpha il}$ (7.10) касательных сил тяги и определения скоростей v_{α} (7.11) ведущих колес выражение (7.8) для расчета КПД ходовой системы многоприводных колесных машин преобразуется к следующему виду [107]:

$$\eta_{rs\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(P_{kir} \cdot \cos(\alpha_{\alpha ir} - \alpha_{ir}) \cdot v_{ir} \cdot \cos(\alpha_{\alpha ir} - \alpha_{ir} + \delta_{ir}) \right)}{\sum_{i=1}^{n} \left(P_{kir} \cdot v_{vir} + P_{kil} \cdot v_{vil} \right)} + \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(P_{kil} \cdot \cos(\alpha_{\alpha il} - \alpha_{il}) \cdot v_{il} \cdot \cos(\alpha_{\alpha il} - \alpha_{il} + \delta_{il}) \right)}{\sum_{i=1}^{n} \left(P_{kir} \cdot v_{vir} + P_{kil} \cdot v_{vil} \right)}.$$
(7.12)

Анализ формулы (7.12) показывает, что выражение для расчета КПД ходовой системы η_{гла} многоприводных машин в явном виде содержит как касательные силы тяги P_{kir} и P_{kil} , так и углы α_{ir} и α_{il} поворота ведущих колес. Это свидетельствует о том, что эффективность ходовых систем многоприводных машин зависит как от величины, так и направления действия касательных сил тяги ведущих колес. Другими словами, эффективность ходовых систем зависит как от распределений касательных сил тяги $\{P_{k1r}, P_{k1l}, ..., P_{knr}, P_{knl}\}$, так и углов поворота колес $\{\alpha_{k1r}, \alpha_{k1l}, ..., \alpha_{knr}, \alpha_{knl}\}$, т. е. определяется параметрами как силового, так и рулевого приводов ведущих колес. Следовательно, для обеспечения минимальных энергозатрат ходовых систем многоприводных машин требуется совместная оптимизация касательных сил тяги ведущих колес как по величине, так и по направлению действия. Использование полученного выражения для определения КПД ходовой системы многоприводных машин в качестве критерия оптимальности позволяет находить оптимальные значения и закономерности изменения параметров силового и рулевого приводов ведущих колес с позиции единого методологического подхода.

Таким образом, предлагается методология снижения энергозатрат многоприводных машин путем регулирования касательных сил тяги ведущих колес по величине и направлению действия с позиции обеспечения максимальной эффективности ходовых систем, заключающаяся в последовательном выполнении следующих этапов работ:

 – математическое моделирование неустановившегося криволинейного движения проектируемой многоприводной машины на основе пространственных расчетных схем с учетом особенностей функционирования ее ходовой системы для оптимизации параметров силового и рулевого приводов;

 – оптимизация параметров силового и рулевого приводов ведущих колес многоприводной машины с позиции КПД ее ходовой системы η_{rsq} (7.12) с получением закономерностей оптимальных распределений касательных сил тяги и углов поворота ведущих колес в зависимости от вероятных условий эксплуатации;

 – реализация полученных закономерностей оптимальных распределений касательных сил тяги и углов поворота ведущих колес в конструкции силового и рулевого приводов, принципиальных схемах, алгоритмическом и программном обеспечениях электронных систем управления приводами ведущих колес многоприводной машины.

7.1.3 Выводы.

Проведенный в данном разделе анализ позволил установить, что современный уровень развития теории движения многоприводных колесных машин характеризуется углубленным пониманием процессов взаимодействия отдельно взятого колеса с опорной поверхностью, влияния различных типов силового привода ведущих колес на эксплуатационные и потребительские свойства многоприводных колесных машин.

Известные из научно-технической литературы подходы к синтезу систем привода ведущих колес имеют своей целью синтез только силового привода ведущих колес, его отдельных компонентов. Они ориентированы на обеспечение колесным машинам движения с минимальными энергозатратами как такового. Применяемые при этом для оптимизации распределения касательных сил тяги (крутящих моментов, мощности) между ведущими мостами и колесами целевые функции при оценке энергозатрат не учитывают соответствие реализуемой колесной машиной траектории движения требуемому направлению передвижения груза и/или пассажиров, задаваемому водителем поворотом рулевого колеса.

На базе понятия «работа силы» дано определение понятия КПД ходовой системы многоприводной колесной машины, основанное на принятии в качестве полезной использованной ходовой системой энергии части энергии, расходуемой на осуществление движения колесной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса. Составлены зависимости для расчета КПД ходовых систем в общем случае криволинейного движения многоприводных колесных машин, устанавливающие связь между эффективностью ходовой системы многоприводной машины, с одной стороны, и величиной и направлением действия касательных сил тяги ведущих колес, с другой стороны. Анализ полученных зависимостей позволил установить, что эффективность ходовых систем многоприводных машин зависит не только от распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами $\{P_{k1r}, P_{k1r}, ..., P_{knr}, P_{knl}\}$, но и от распределения направлений действия касательных сил тяги, т. е. от углов поворота ведущих колес $\{\alpha_{k1r}, \alpha_{k1l}, ..., \alpha_{knr}, \alpha_{knl}\}$.

Предложен новый подход к синтезу систем привода ведущих колес многоприводных машин, ориентированный на обеспечение движения колесных машин с минимальными энергозатратами в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса. Использование в качестве критерия оптимальности полученного выражения для определения КПД ходовой системы создает возможности для оптимизации параметров силового и рулевого приводов ведущих колес многоприводных машин с позиции единого методологического подхода.

На базе предложенного подхода сформулирована методология снижения энергозатрат многоприводных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес на основе регулирования касательных сил тяги как по величине, так и по направлению действия. Поставлены научно-технические задачи основных этапов НИОКР по ее практической реализации.

В следующих разделах данной главы приводятся результаты НИОКР по решению научно-технических задач указанных этапов предложенной методологии снижения энергозатрат многоприводных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес.

7.2 Математическое моделирование криволинейного движения многоприводных машин

В данном разделе приводятся выдвинутая гипотеза линейного закона распределения нормальных реакций колес многоприводных колесных машин и методика ее экспериментального обоснования, метод раскрытия статической неопределенности нормальных реакций колес многоприводных машин, находящихся под действием активных сил, математическая модель неустановившегося криволинейного движения *m*-осной колесной машины с *n* ведущими и *k* управляемыми мостами, а также результаты проверки адекватности разработанной математической модели.

7.2.1 Моделирование нормальных реакций колес.

Для моделирования достоверных внешних сил и моментов, действующих на многоприводные, как правило, многоопорные колесные машины, необходимо располагать точными значениями нормальных (опорных) реакций их колес.

В данном подразделе приводятся гипотеза линейного закона распре-

262

деления нормальных реакций колес многоприводных машин и методика ее экспериментального обоснования, а также метод раскрытия неопределенности нормальных реакций многоприводных машин при действии активных сил.

7.2.1.1 Гипотеза линейного закона распределения нормальных реакций колес многоприводных машин. При рассмотрении статического равновесия плоской продольной модели двухосной колесной машины число нормальных реакций колес не превышает числа уравнений статического равновесия. В данном случае задача определения нормальных реакций колес является статически определимой и ее решение не вызывает затруднений.

При наличии у многоприводной машины трех и более мостов определение нормальных реакций колес становится статически неопределимой задачей, решение которой требует поиска дополнительно накладываемых условий. В теории сопротивления материалов [109] для раскрытия статической неопределенности опорных реакций составляются дополнительные уравнения, основанные на применении метода сил. Применение метода сил для определения нормальных реакций колес многоприводных машин представляется весьма сложным и приводит к получению громоздкого решения [105].

Для определения нормальных реакций колес многоприводных машин в качестве дополнительных условий предлагается использовать гипотезу о линейном законе распределения нормальных реакций колес.

Рассмотрим метод раскрытия статической неопределенности на примере четырехосной колесной машины с одинаковыми характеристиками подвесок и шин колес разных мостов. Представим модель машины в виде недеформируемой балки на четырех опорах, опирающихся на горизонтальную поверхность (рисунок 7.7).

Гипотезу о линейном законе распределения опорных реакций сформулируем следующим образом [110]: «отрезки векторов нормальных реакций колес многоприводной колесной машины заключены между прямыми линиями, проходящими соответственно через точки приложения и концы этих векторов, и делят эти прямые на пропорциональные части».

Прямые, между которыми заключены отрезки векторов нормальных реакций колес, будем называть «линии связей», а углы, образуемые линиями связи с плоскостью дороги, – «углы связей».



1 – кузов; 2 – опоры; 3 – опорная поверхность; \vec{G} – вектор силы тяжести колесной машины; \vec{P} – боковая сила; $\vec{N}_1, \vec{N}_2, \vec{N}_3, \vec{N}_4$ – вертикальные реакции; $\vec{S}_1, \vec{S}_2, \vec{S}_3, \vec{S}_4$ – боковые реакции; α_N , α_S – углы связей; A'_1, A'_2, A'_3, A'_4 – вертикальная линия связи; $A''_1, A''_2, A''_3, A''_4$ – боковая линия связи; C – центр масс кузова; \mathcal{U} – точка приложения боковой силы

Рисунок 7.7 — Схема представления сил, действующих на многоприводную колесную машину

Дадим обоснование предлагаемой гипотезы исходя из положений формальной логики.

Положим, что корпус многоприводной колесной машины представлен в виде недеформируемой балки 1, колеса абсолютно жесткие и представлены в виде опор 2, опирающихся на абсолютно жесткую опорную поверхность 3 (см. рисунок 7.7). При условии, что все представленные элементы недеформируемые, очевидно, что изменения представленных нормальных реакций осуществляются по линейному закону.

Дадим обоснование того, что закон распределения нормальных реакций колес имеет именно линейный, а не иной характер.

Так, в случае статического равновесия колесной машины (состояние покоя или равномерного прямолинейного движения) условие статического равновесия определяется уравнениями

$$\begin{cases} \sum m_{A1} = 0; \\ \sum m_{A4} = 0, \end{cases}$$
(7.13)

где $\sum m_{A1}$ – сумма моментов, действующих на четырехосную колесную машину от внешних сил относительно линии, проходящей через точки взаимодействия колес первого моста с опорной поверхностью;

 $\sum m_{A4}$ – сумма моментов, действующих на четырехосную колесную машину от внешних сил относительно линии, проходящей через точки взаимодействия колес четвертого моста с опорной поверхностью.

Распишем систему уравнений (7.13) следующим образом:

$$\begin{cases} Ga - N_2\ell_1 - N_3(\ell_1 + \ell_2) - N_4(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0; \\ Gb - N_3\ell_3 - N_2(\ell_2 + \ell_3) - N_1(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0, \end{cases}$$
(7.14)

где *а* – расстояние от первого моста до центра масс по базе многоприводной машины;

b – расстояние от четвертого моста до центра масс по базе многоприводной машины;

 ℓ_1 — расстояние от первого до второго моста многоприводной машины;

 ℓ_2 — расстояние от второго до третьего моста много-приводной машины;

 ℓ_3 — расстояние от третьего до четвертого моста много-приводной машины.

Из уравнений (7.14) следует

$$\frac{N_2 - N_1}{\ell_1} = \operatorname{tg} L_N; \quad \frac{N_3 - N_2}{\ell_2} = \operatorname{tg} L_N; \quad \frac{N_4 - N_3}{\ell_3} = \operatorname{tg} L_N$$
(7.15)

или

$$\frac{N_2 - N_1}{\ell_1} = \frac{N_3 - N_2}{\ell_2}; \quad \frac{N_3 - N_2}{\ell_2} = \frac{N_4 - N_3}{\ell_3}.$$
 (7.16)

Таким образом, получим замкнутую систему уравнений вида

$$\begin{cases} Ga - N_{2}(\ell_{1} + \ell_{2}) - N_{4}(\ell_{1} + \ell_{2}) - N_{4}(\ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3}) = 0; \\ Gb - N_{3}\ell_{3} - N_{2}(\ell_{2} + \ell_{3}) - N_{1}(\ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3}) = 0; \\ N_{1}\ell_{2} - N_{1}\ell_{2} = N_{3}\ell_{1} - N_{2}\ell_{1}; \\ N_{3}\ell_{3} - N_{2}\ell_{3} = N_{4}\ell_{2} - N_{3}\ell_{2}. \end{cases}$$
(7.17)

После формальных преобразований системы уравнений (7.17) имеем

$$\begin{aligned} N_1 0 + N_2 \ell_1 - N_3 (\ell_1 + \ell_2) + N_4 (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) &= Ga; \\ N_3 \ell_2 + N_2 (\ell_2 + \ell_3) + N_1 (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + N_4 0 &= Gb; \\ -N_1 (\ell_1 + l \cdot \ell_2 + \ell_3) - N_3 \ell_1 + N_4 0 &= 0; \\ N_1 0 - N_2 \ell_3 + N_3 (\ell_2 + \ell_3) - N_3 \ell_2 &= 0. \end{aligned}$$

$$(7.18)$$

В дополнение к уравнениям (7.18) запишем уравнение линейной связи:

$$L_N = \operatorname{arctg}\left(\frac{N_2 - N_1}{\ell_1}\right) \quad . \tag{7.19}$$

Систему уравнений (7.18) можно представить в матричной форме:

$$A_{N} = \begin{pmatrix} 0 & \ell_{1} & \ell_{1} + \ell_{2} & \ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3} \\ \ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3} & \ell_{2} + \ell_{3} & \ell_{3} & 0 \\ -\ell_{2} & \ell_{1} + \ell_{2} & -\ell_{1} & 0 \\ 0 & -\ell_{3} & \ell_{2} + \ell_{3} & -\ell_{2} \end{pmatrix};$$
(7.20)

$$B_{\rm N} = \begin{pmatrix} Ga \\ Gb \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \tag{7.21}$$

Из представленных рассуждений следует, что закон распределения нормальных реакций колес имеет линейный характер и может быть использован для раскрытия статической неопределимости рассматриваемой четырехосной колесной машины. Аналогичным образом может быть обоснована гипотеза для колесной машины с любым другим числом осей.

Рассмотрим раскрытие статической неопределенности опорных реакций колес в боковых направлениях. Уравнения статического равновесия представим в форме матриц:

$$A_{N} = \begin{pmatrix} 0 & \ell_{1} & \ell_{1} + \ell_{2} & \ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3} \\ \ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3} & \ell_{2} + \ell_{3} & \ell_{3} & 0 \\ -\ell_{2} & \ell_{1} + \ell_{2} & -\ell_{3} & 0 \\ 0 & -\ell_{3} & \ell_{2} + \ell_{3} & -\ell_{2} \end{pmatrix};$$
(7.22)

$$\mathbf{B}_{s} = \begin{pmatrix} PL_{1} \\ PL_{2} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \tag{7.23}$$

Угол связи можно определить по формуле (см. рисунок 7.7)

$$L_s = \operatorname{arctg}\left(\frac{S_2 - S_1}{\ell_1}\right). \tag{7.24}$$

Следовательно, с помощью гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций колес многоосной колесной машины задача раскрытия статической неопределенности опорных реакций колес в боковом направлении может быть также реализована. Аналогичным образом с помощью гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций колес можно раскрыть статическую неопределенность боковых реакций для колесных машин с любым числом осей.

Для обоснования выдвинутой гипотезы изложим методику ее экспериментальной проверки [110].

В основу эксперимента положим метод виртуальных перемещений (метод сил), применяемый в теории сопротивления материалов для решения статически неопределимых задач [109].

Схематично экспериментальное оборудование представлено на рисунке 7.8. Оно содержит вертикальную плоскость 1, кронштейны 2, пружинные весы 3, металлический брус 4, шарнирные крепления 5, измерительную линейку 6. На плоскость 1 нанесены вертикальные линии 7.

При проведении эксперимента плоскость 1 ориентируется вертикально. На плоскости 1 проводятся линия деформации 6 под углом α_3 к горизонтальной плоскости и вертикальные линии 7, которые пересекают линии деформаций 6 на расстояниях ℓ_1 , ℓ_2 и ℓ_3 . В точках пересечения линий 7 с линиями 6 размещают фиксаторы 2. Фиксаторы 2 закрепляют к ушкам крепления пружинных весов 3. На металлический брус 4 устанавливают шарнирные крепления 5 на расстояниях ℓ_1 , ℓ_2 и ℓ_3 . Петли хомутов 5 закрепляются к ушкам пружинных весов 3. На пружины весов 3 плавно опускается и ориентируется горизонтально металлический брус 4.

Затем фиксируются показания N_1 , N_2 , N_3 и N_4 пружинных весов 3, регистрируются линейные деформации 3_1 , 3_2 , 3_3 и 3_4 пружинных весов 3.



 вертикальная плоскость; 2 – кронштейны; 3 – пружинные весы; 4 – металлический брус с центром масс С; 5 – кольца с ушками; 6 – линия деформаций; 7 – вертикальные линии

Рисунок 7.8 – Схема стенда для экспериментальной проверки гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций колес

Нагружение в ходе проведения эксперимента рекомендуется производить в пределах упругих линейных деформаций пружин с тем, чтобы условие равновесия металлического бруса 4 удовлетворяло системе уравнений

$$\begin{cases} N_1 = C_3 3_1; \\ N_2 = C_3 3_2; \\ N_3 = C_3 3_3; \\ N_4 = C_3 3_4, \end{cases}$$
(7.25)

где N_1, N_2, N_3, N_4 – показания весов; C_3 – жесткость пружин. Из формул (7.15) следует

$$tg \alpha_N = \frac{N_2 - N_1}{\ell_1} = \frac{C_3 3_2 - C_3 3_1}{\ell_1}$$

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета http://e.biblio.bru.bv/

Иниерсин

или

или

УНИВЕРСИТЕТ

С другой стороны (см. рисунок 7.8), имеем

$$tg\alpha_{3} = \frac{3_{2} - 3_{1}}{\ell_{1}}, \qquad (7.27)$$

(7.26)

где а, – угол деформаций.

Уравнение (7.26), с учетом уравнения (7.27), можно представить в виде

$$tg\alpha_N = C_3 tg\alpha_3 \tag{7.28}$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{s} = \frac{1}{C_{s}}\operatorname{tg}\alpha_{N}.$$
 (7.29)

Окончательно можно записать

$$\alpha_{3} = \arctan\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha_{N}}{C_{3}}\right). \tag{7.30}$$

Показания N_1 , N_2 , N_3 и N_4 пружинных весов 3 сравнивают с расчетными значениями сил, найденными по формулам (7.14). Критерием справедливости линейного закона распределения нормальных реакций колес многоприводных колесных машин является выполнение условий (7.14) и (7.25).

Таким образом, гипотеза распределения реакций связей многоприводной машины позволяет раскрывать статическую неопределенность опорных реакций колес для колесных машин с любым числом мостов. Гипотеза о линейном распределении опорных реакций колес многоприводных машин [110] является уточнением существующих методов [101] и представляет собой практический способ расчета нормальных реакций колес. Раскрытие статической неопределенности нормальных реакций колес позволяет упростить математическое описание, алгоритмическую и программную реализацию математических моделей для проведения исследований и оптимизации различных конструктивных параметров многоприводных машин с целью снижения энергозатрат, повышения потребительских и эксплуатационных свойств проектируемых машин.

 $\operatorname{tg} \alpha_N = C_3 \frac{3_2 - 3_1}{\ell_1}.$

7.2.1.2 Распределение нормальных реакций многоприводных машин при действии активных сил. В предыдущем подразделе была изложена гипотеза о линейном законе распределения опорных реакций колес многоприводных машин под действием силы тяжести, позволяющая раскрывать статическую неопределенность нормальных реакций колес. В реальных условиях движения на многоприводную машину действуют различные силы: сила сопротивления воздуха, инерционные силы, силы сопротивления качению колес и реакции опор колес, подлежащие определению.

В данном подразделе приводится метод раскрытия статической неопределенности нормальных реакций колес многоприводных машин, находящихся под действием активных сил [111].

Рассмотрим многоприводную машину, находящуюся под действием силы тяжести и активных сил (рисунок 7.9). На рисунке 7.9 представлены: $\vec{Z}_1, \vec{Z}_2, \vec{Z}_3, \vec{Z}_4$ – вертикальные реакции; $\vec{X}_1, \vec{X}_2, \vec{X}_3, \vec{X}_4$ – поперечные реакции; $\vec{Y}_1, \vec{Y}_2, \vec{Y}_3, \vec{Y}_4$ – поперечные реакции; $\vec{Y}_1, \vec{Y}_2, \vec{Y}_3, \vec{Y}_4$ – поперечные реакции колес.



1 - корпус автомобиля; 2 - условные опоры колес; 3 - опорная поверхность (дорога)

Рисунок 7.9 — Схема распределения опорных реакций колес при действии силы, приложенной под углом к корпусу колесной машины

Возможны следующие случаи статической неопределенности нормальных реакций колес.

1 Машина находится под действием силы тяжести и активной силы, направленной параллельно опорной плоскости. При условии, что векторы нормальных реакций колес машины симметричны относительно вектора силы тяжести колесной машины, продольные реакции колес линейно зависимы и равны между собой, т. е.

$$Y_1 = Y_2 = Y_3 = Y_4.$$

В направлении движения имеем лишь одно уравнение статического равновесия, а другие дополнительные уравнения, необходимые для определения продольных реакций, получим из гипотезы о линейном законе их распределения.

2 Машина находится под действием продольной и поперечной сил.

Полагая, что нормальные реакции колес (см. рисунок 7.9) не зависят от углов поворота управляемых колес, можно составить известные условия статического равновесия:

$$\begin{cases} \sum m_{A_1X} = 0; \\ \sum m_{A_4X} = 0 \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} Ga - Z_2\ell_1 - Z_3(\ell_1 + \ell_2) - Z_4(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) - P_ZL_1 + P_yh = 0; \\ Gb - Z_3\ell_3 - Z_2(\ell_2 + \ell_3) - Z_1(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) - P_ZL_2 + P_yh = 0. \end{cases}$$

Из гипотезы о линейном законе распределения нормальных реакций колес многоприводной машины имеем дополнительные уравнения

$$\frac{Z_2 - Z_1}{\ell_1} = \operatorname{tg} l_Z; \qquad \frac{Z_3 - Z_2}{\ell_2} = \operatorname{tg} l_Z; \qquad \frac{Z_4 - Z_3}{\ell_3} = \operatorname{tg} l_Z$$

или

$$\begin{cases} \frac{Z_2 - Z_1}{\ell_1} = \frac{Z_3 - Z_2}{\ell_2};\\ \frac{Z_3 - Z_1}{\ell_2} = \frac{Z_4 - Z_3}{\ell_3}. \end{cases}$$

$$\begin{cases} 0Z_{1} + \ell_{1}Z_{2} + (\ell_{1} + \ell_{2})Z_{4} + (\ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3})Z_{4} = Ga - P_{Z}L_{1} + P_{y}h; \\ (\ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3})Z_{1} + (\ell_{2} + \ell_{3})Z_{2} + \ell_{3}Z_{3} + 0Z_{4} = Gb - P_{Z}L_{2} + P_{y}h; \\ -\ell_{2}Z_{1} + (\ell_{1} + l_{2})Z_{2} - \ell_{1}Z_{3} + 0Z_{4} = 0; \\ 0Z_{1} + \ell_{3}Z_{2} + (\ell_{1} + \ell_{3}) - \ell_{2}Z_{4} = 0, \end{cases}$$
(7.31)

имея в виду, что

$$L_Z = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_2 - Z_1}{\ell_1}\right). \tag{7.32}$$

Матрица коэффициентов уравнений (7.31) может быть представлена в виде

$$A_{Z} = \begin{pmatrix} 0 & \ell_{1} & \ell_{1} + \ell_{2} & \ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3} \\ \ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3} & \ell_{2} + \ell_{3} & \ell_{3} & 0 \\ -\ell_{2} & \ell_{1} + \ell_{2} & -\ell_{1} & 0 \\ 0 & -\ell_{3} & \ell_{2} + \ell_{3} & -\ell_{2} \end{pmatrix}.$$
 (7.33)

Матрица правых частей системы уравнений (7.31)

$$B_{Z} = \begin{pmatrix} Ga & -P_{Z}L_{1} & +P_{y}h \\ Gb & -P_{Z}L_{2} & +P_{y}h \\ 0 & & \\ 0 & & \\ 0 & & \\ \end{pmatrix}.$$
 (7.34)

Предположим, что все управляемые колеса машины повернуты на углы α_1 , α_2 и α_3 (рисунок 7.10).

Пусть на колесную машину, кроме силы тяжести, действует некоторая наклонная сила

$$\overrightarrow{P} = \overrightarrow{P_x} + \overrightarrow{P_y} + \overrightarrow{P_z},$$

где \overline{P}_x , \overline{P}_y , \overline{P}_z – составляющие вектора \overline{P} вдоль ортогональных координат.

Полагаем, реакции $\vec{Z_1}, \vec{Z_2}, \vec{Z_3}, \vec{Z_4}$ не зависят от углов поворота управляемых колес. Тогда данные реакции можно определить из условия (7.31).



1-кузов; 2 - колеса; 3 - дорога

Рисунок 7.10 – Схема направлений векторов опорных реакций колес многоосной колесной машины, активной силы и поворотов управляемых колес

Кроме активной силы, на рисунке 7.10 представлены: $\vec{F_1}, \vec{F_2}, \vec{F_3}, \vec{F_4}$ – окружные силы колес, зависящие от условий их сцепления с дорогой; $\vec{S_1}, \vec{S_2}, \vec{S_3}, \vec{S_4}$ – боковые реакции колес, перпендикулярные продольным плоскостям колес. Поперечные реакции $\vec{X_1}, \vec{X_2}, \vec{X_3}, \vec{X_4}$ подчинены гипотезе о линейном законе распределения опорных реакций колес и дают два уравнения равновесия. Продольные реакции $\vec{Y_1}, \vec{Y_2}, \vec{Y_3}, \vec{Y_4}$ также подчинены гипотезе и дают еще одно уравнение равновесия.

Уравнения связи между векторами сил можно представить в виде

(→

$$\begin{cases} \vec{R} = \vec{X} + \vec{Y}; \\ \vec{R} = \vec{F} + \vec{S}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \vec{F}_1 + \vec{S}_1 = \vec{X}_1 + \vec{Y}_1; \\ \vec{F}_2 + \vec{S}_2 = \vec{X}_2 + \vec{Y}_2; \\ \vec{F}_3 + \vec{S}_3 = \vec{X}_3 + \vec{Y}_3; \\ \vec{F}_4 + \vec{S}_4 = \vec{X}_4 + \vec{Y}_4, \end{cases}$$
(7.35)

где \vec{X} – поперечная реакция;

 \vec{Y} – продольная реакция;

 \vec{F} – касательная реакция;

 \vec{S} – боковая реакция.

Спроектируем векторы сил системы уравнений (7.35) на направления \vec{F} и \vec{S} (см. рисунок 7.10). Получим

$$\begin{cases}
F_{1} = -X_{1} \sin \alpha_{1} + Y_{1} \cos \alpha_{1}; \\
S_{1} = X_{1} \cos \alpha_{1} + Y_{1} \sin \alpha_{1}; \\
F_{2} = -X_{2} \sin \alpha_{2} + Y_{2} \cos \alpha_{2}; \\
S_{2} = X_{2} \cos \alpha_{2} + Y_{2} \sin \alpha_{2}; \\
F_{3} = -X_{3} \sin \alpha_{3} + Y_{3} \cos \alpha_{3}; \\
S_{3} = X_{3} \cos \alpha_{3} + Y_{3} \sin \alpha_{3}; \\
F_{4} = Y_{4}; \\
S_{4} = X_{4}.
\end{cases}$$
(7.36)

Из данной системы уравнений можно определить касательные и бо-ковые опорные реакции колес.

Уравнения равновесия поперечных и продольных сил (см. рисунок 7.10) имеют вид:

$$\begin{cases} \sum M_{A1} = 0; \\ \sum \omega_{A4} = 0; \\ \sum Y = 0; \\ \frac{X_2 - X_1}{\ell_1} = \frac{X_3 - X_2}{\ell_2}; \\ \frac{X_3 - X_2}{\ell_2} = \frac{X_4 - X_3}{\ell_3}; \\ Y_1 = Y_2 = Y_3 = Y_4. \end{cases}$$
(7.37)

Распишем систему уравнений (7.37):

$$\begin{split} X_2\ell_1 + X_3(\ell_1 + \ell_2) + X_4(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) - P_xL_3 &= 0; \\ X_1(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3 + \ell_4) + X_2(\ell_2 + \ell_3) + X_3\ell_3 - P_xL_2 + P_yL_3 &= 0; \\ Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + P_y &= 0; \\ \ell_2 X_2 - \ell_2 X_1 &= \ell_1 X_3 - \ell_1 X_2; \\ \ell_3 X_3 - \ell_3 X_2 &= \ell_2 X_4 - l_2 X_3; \\ Y_1 &= Y_2 = Y_3 = Y_4. \end{split}$$

Условия равновесия машины представляются в виде

$$\begin{cases} 0X_{1} + \ell_{1}X_{2} + (\ell_{1} + \ell_{2})X_{3} + (\ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3})X_{4} = P_{x}L_{1} + P_{y}L_{3}; \\ (\ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3})X_{1} + (\ell_{2} + \ell_{3})X_{2} + \ell_{3}X_{3} + 0X_{4} = P_{x}L_{2} - P_{y}L_{3}; \\ -\ell_{2}X_{1} + (\ell_{1} + \ell_{2})X_{2} - \ell_{1}X_{3} + 0X_{4} = 0; \\ 0X_{1} + (\ell_{1} + \ell_{2})X_{2} - \ell_{1}X_{3} + 0X_{4} = 0; \\ 0X_{1} - \ell_{3}X_{2} + (\ell_{2} + \ell_{3})X_{3} - \ell_{2}X_{4} = 0; \end{cases}$$
(7.38)

$$\begin{cases} Y_{1} = -\frac{1}{4}P_{y}; \\ Y_{2} = -\frac{1}{4}P_{y}; \\ Y_{3} = -\frac{1}{4}P_{y}; \\ Y_{4} = -\frac{1}{4}P_{y}. \end{cases}$$
(7.39)

Систему уравнений (7.38) в форме матрицы запишем как

$$A_{x} = \begin{pmatrix} 0 & \ell_{1} & \ell_{1} + \ell_{2} & \ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3} \\ \ell_{1} + \ell_{2} + \ell_{3} & \ell_{2} + \ell_{3} & \ell_{3} & 0 \\ -\ell_{2} & \ell_{1} + \ell_{2} & -\ell_{1} & 0 \\ 0 & -\ell_{3} & \ell_{2} + \ell_{3} & -\ell_{2} \end{pmatrix}.$$
 (7.40)

Матрицу правых частей системы уравнений (7.38) представим в виде

$$B_{x} = \begin{pmatrix} P_{x}L_{1} + P_{y}L_{3} \\ P_{x}L_{2} + P_{y}L_{3} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$
 (7.41)

Следует заметить, что для рассматриваемого случая матрица коэффициентов правых частей уравнений равновесия остается неизменной для любых вариантов приложения активной силы.

Как известно, модули и направления нормальных реакций колес во многом зависят от характеристик их опорных поверхностей, которые определяют характер кинематических связей колес машины.

Обобщим классификационные признаки связей колес по следующим характеристикам.

1 Опорная поверхность деформируема. Тогда между реакциями и деформацией опор существуют математическая, экспериментальная, линейная (нелинейная) зависимости.

2 Опорная поверхность пластична и функциональная зависимость между опорными реакциями колес машины отсутствует.

3 Опорная поверхность обладает реологическим свойством, и функциональная зависимость между нормальными реакциями колес машины и реологическими характеристиками отсутствует.

Для колесных машин с одинаковыми характеристиками подвесок и размерами колес возможны следующие варианты раскрытия статических неопределенностей.

1 Колеса многоприводной машины подрессорены и оснащены шинами, совершают качение по недеформируемой опорной поверхности (рисунок 7.11). В этом случае задача определения нормальных реакций решается с помощью уравнений линейных деформаций упругих элементов при условии линейного характера их изменений.



Рисунок 7.11 – Опоры корпуса колесной машины на недеформируемой опорной поверхности

2 Поверхность качения колес деформируема, колеса в поперечном и продольном направлениях не деформируемы (рисунок 7.12). В этом случае задача определения реакций требует использования гипотезы о линейном законе распределения.



Рисунок 7.12 – Балка на упругих (линейных или нелинейных) опорах (недеформируемая опорная поверхность)

3 Колеса в продольном направлении не деформируемы, а поверхность качения деформируема. Тогда движение колесной машины характеризуется эффектом «плавучести» (рисунок 7.13). Для раскрытия статической неопределенности, в первом приближении, возникает необходимость использования гипотезы о линейном законе распределения нормальных реакций.



Рисунок 7.13 – Опоры упругой балки на поверхности с реологическим эффектом (вязкий торфяник)

Рассмотрим способы раскрытия статической неопределенности нормальных реакций для перечисленных условий качения колес машины.

Для первого варианта качения колес условие статического равновесия и гипотеза о линейном законе распределения нормальных реакций колес дают следующие уравнения статического равновесия:

$$\Sigma m_{A_1X} = 0;$$

$$\Sigma m_{A_3X} = 0;$$
(7.42)

$$\Sigma m_{4,Z} = 0; \tag{7.43}$$

$$\Sigma m_{4,Z} = 0; \tag{7.44}$$

$$\Sigma y = 0; \tag{7.45}$$

 $\frac{S_3 - S_2}{\ell_2} = \frac{S_2 - S_1}{\ell_1};\tag{7.46}$

$$\frac{N_3 - N_2}{\ell_2} = \frac{N_2 - N_1}{\ell_1}.$$
(7.47)

Дополнительные уравнения, полученные из гипотезы о линейном законе распределения нормальных реакций, можно записать как

$$F_3 = F_2;$$
 (7.48)

$$F_2 = F_1.$$
 (7.49)

При линейных характеристиках упругих шин зависимость между их вертикальными и поперечными деформациями можно представить в виде

$$\frac{3_3 - 3_2}{\ell_2} = \frac{3_2 - 3_1}{\ell_1};$$
$$\frac{\xi_3 - \xi_2}{\ell_2} = \frac{\xi_2 - \xi_1}{\ell_1}.$$

Тогда (см. рисунок 7.12)

$$\frac{3_3 - 3_2}{\ell_2} = \frac{3_2 - 3_1}{\ell_1}.$$

Из проведенных рассуждений следует, что

$$F_3 = F_2; F_2 = F_1.$$

Совокупность полученных уравнений раскрывает статическую неопределенность нормальных реакций колес многоприводных машин в различных условиях их эксплуатации.

Таким образом, гипотеза о линейном законе распределения нормальных реакций колес многоприводных машин позволяет определять нормальные реакции колес при наличии активных сил, действующих на машину, и может быть применена для колесных машин с любым числом мостов. При использовании в многоприводных машинах подвесок и шин с разными ха-
рактеристиками гипотеза линейного распределения нормальных реакций колес дает несколько ломаных прямых линий распределения реакций. Построение этих линий требует дополнительного применения метода виртуальных перемещений, изложенного в [109, 112].

7.2.2 Уравнения криволинейного движения многоприводных колесных машин.

Расчетная схема криволинейного движения m-осной многоприводной машины с n ведущими и k управляемыми мостами в системе неподвижных координат *XOY* показана на рисунке 7.14.



Рисунок 7.14 – Расчетная схема криволинейного движения *m*-осной многоприводной машины с n ведущими и k управляемыми мостами

С центром масс многоприводной колесной машины свяжем систему подвижных координат *хоу*.

В каждый момент времени положение многоприводной машины в плоскости опорной поверхности характеризуется тремя обобщенными координатами центра масс: X_{ν} , Y_{ν} и углом β_{ν} между продольной осью машины и осью *OX*.

Для получения уравнений неустановившегося криволинейного движения многоприводной машины используем уравнение Аппеля [113]

$$\frac{\partial S}{\partial \ddot{\pi}_q} = Q_q, \quad q = 1, 3, \tag{7.50}$$

где *S* – энергия ускорения многоприводной машины;

*π*_{*a}</sub> – квазиускорение, соответствующее q-й квазикоординате;*</sub>

 Q_q – обобщенная сила, соответствующая q-й квазикоординате;

q – порядковый номер квазикоординаты.

Для составления уравнений в форме (7.50) введем квазикоординаты π_1 , π_2 и π_3 , связанные с координатами центра масс машины X_{ν} , Y_{ν} и углом β_{ν} следующими соотношениями [102]:

$$\dot{X}_{\nu} = \dot{\pi}_{1} \cos\beta_{\nu} - \dot{\pi}_{2} \sin\beta_{\nu};$$

$$\dot{Y}_{\nu} = \dot{\pi}_{1} \sin\beta_{\nu} + \dot{\pi}_{2} \cos\beta_{\nu};$$

$$\dot{\beta}_{\nu} = \dot{\pi}_{3}.$$

(7.51)

Энергия ускорения *S* многоприводной машины, слагаемая из энергии ускорения поступательного движения и энергии вращательного движения относительно центра масс,

$$S = \frac{m_{\nu}}{2} \left(\ddot{X}_{\nu}^{2} + \ddot{Y}_{\nu}^{2} + \rho_{\nu}^{2} \ddot{\beta}_{\nu}^{2} \right),$$
(7.52)

где *m_v* – полная масса многоприводной колесной машины;

ρ_ν – радиус инерции многоприводной машины относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс.

Из соотношений (7.51) находим следующее:

$$\ddot{X}_{v} = \ddot{\pi}_{1} \cos\beta_{v} - \dot{\pi}_{1}\dot{\beta}_{v} \sin\beta_{v} - \ddot{\pi}_{2} \sin\beta_{v} - \dot{\pi}_{2}\dot{\beta}_{v} \cos\beta_{v};$$

Обобщенные силы Q_q , соответствующие введенным квазикоординатам, определяются на основе выражения для виртуальных работ

$$\delta A_q = Q_q \delta \pi_q, q = 1, 3. \tag{7.53}$$

Полагаем, что криволинейное движение многоприводной машины осуществляется на горизонтальной опорной поверхности, углы поворота управляемых колес α_{ir} и α_{il} в направлении, противоположном вращению часовой стрелки, положительны, а в направлении вращения часовой стрелки – отрицательны.

Тогда, с учетом (7.50), (7.51) и (7.53) и влияния вращающихся масс, уравнения криволинейного движения многоприводной машины с *n* ведущими и *k* управляемыми мостами принимают следующий вид [114]:

$$m_{v}\delta_{r}(\ddot{\pi}_{1} - \dot{\pi}_{2}\dot{\pi}_{3}) = \sum_{i=1}^{k} \left[\left(P_{kir} - P_{fir} \right) \cos \alpha_{ir} + \left(P_{kil} - P_{fil} \right) \cos \alpha_{il} - P_{sir} \sin \alpha_{ir} - P_{sil} \sin \alpha_{il} \right] + \sum_{i=k+1}^{n} \left(P_{kir} + P_{kil} \right) - \sum_{i=k+1}^{m} \left(P_{fir} + P_{fil} \right) - P_{a};$$

$$m_{v}(\ddot{\pi}_{2} + \dot{\pi}_{1}\dot{\pi}_{3}) = \sum_{i=1}^{k} \left[\left(P_{kir} - P_{fir} \right) \sin \alpha_{ir} + \left(P_{kil} - P_{fil} \right) \sin \alpha_{il} + P_{sir} \cos \alpha_{ir} + P_{sil} \cos \alpha_{il} \right] + \sum_{i=k+1}^{m} \left(P_{sir} + P_{sil} \right);$$

$$(7.54)$$

$$m_{\nu}\rho_{\nu}^{2}\ddot{\pi}_{3} = 0,5\left\{\sum_{i=1}^{k}B_{i}\left[\left(P_{kir}-P_{fir}\right)\cos\alpha_{ir}-\left(P_{kil}-P_{fil}\right)\cos\alpha_{il}-P_{sir}\sin\alpha_{ir}+P_{sil}\sin\alpha_{il}\right]+\sum_{i=k+1}^{n}B_{i}\left(P_{kir}-P_{kil}\right)-\sum_{i=k+1}^{m}B_{i}\left(P_{fir}-P_{fil}\right)\right\}+$$

$$+\sum_{i=1}^{k}(l_{\nu}-l_{i})\left[\left(P_{kir}-P_{fir}\right)\sin\alpha_{ir}+\left(P_{kil}-P_{fil}\right)\sin\alpha_{il}+P_{sir}\cos\alpha_{ir}+P_{sil}\cos\alpha_{il}\right]+\sum_{i=k+1}^{m}(l_{\nu}-l_{i})\left(P_{sir}+P_{sil}\right)-M_{r},$$
(7.56)

где δ_r – коэффициент учета вращающихся масс;

 P_{kir} и P_{kil} – касательные силы тяги правого и левого ведущих колес *i*-го моста (знаки *r* и *l* относятся к колесам правого и левого бортов соответственно);

 P_{fir} и P_{fil} – силы сопротивления качению правого и левого колес *i*-го моста;

*P*_{sir} и *P*_{sil} – боковые реакции правого и левого колес *i*-го моста;

 P_a – сила сопротивления воздушной среды;

 B_i – колея *i*-го моста;

l_i – расстояние от первого до *i*-го моста (продольная координата *i*-го моста);

 l_v – расстояние от первого моста до центра масс многоприводной машины (продольная координата центра масс);

M_r – общий момент сопротивления повороту многоприводной машины в контакте колес с опорной поверхностью.

Зависимости для определения блока управляющих сигналов приведены в приложении А. Формулы для расчета сил, действующих на многоприводную колесную машину, представлены в приложении Б.

7.2.3 Апробация разработанной математической модели криволинейного движения многоприводной колесной машины.

С целью апробации разработанной математической модели криволинейного движения многоприводных колесных машин проводились расчетные и экспериментальные исследования криволинейного движения четырехосной внедорожной машины M3KT-79091 с полной массой 43,5 т и шинами 1500 × 600–635 с четырьмя ведущими и двумя управляемыми мостами (m = 4; n = 4; k = 2) [115].

Исследования криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79091 проводились на асфальтовой дороге и грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния со скоростью поступательного движения 1 м/с.

Движение внедорожной машины МЗКТ-79091 моделировалось и осуществлялось с тремя режимами работы силового привода ведущих колес:

– со всеми разблокированными дифференциалами (режим 1);

 с заблокированными межосевыми дифференциалами передней и задней тележек (режим 2);

 – с заблокированными межтележечным дифференциалом и межосевыми дифференциалами передней и задней тележек (режим 3).



При проведении расчетных исследований на основе разработанной в подразделе 7.2 математической модели осуществлялось моделирование криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79091 на асфальтовой дороге и грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния. При моделировании движения рассчитывались и фиксировались значения минимальных радиусов поворота, которые заносились в таблицу 7.1.

Таблица 7.1 – Расчетные значения минимального радиуса поворота внедорожной машины M3KT-79091

		В метрах	
Режим работы	Опорная поверхность		
силового привода ведущих колес	Асфальтовая дорога	Грунтовая опорная поверхность	
Режим 1	12,7	12,1	
Режим 2	13,2	12,6	
Режим 3	14,9	14,3	

При проведении экспериментальных исследований осуществлялось движение внедорожной машины M3KT-79091 с максимальными углами поворота управляемых колес (рисунок 7.15). При этом помечалась траектория качения внутреннего по отношению к центру поворота ведущего колеса заднего (четвертого) моста. На асфальте траектория качения внутреннего ведущего колеса заднего моста по середине его отпечатка отмечалась мелом, на грунтовой опорной поверхности – колышками. Затем с помощью поверенной измерительной рулетки с ценой деления 0,001 м Исследовательского центра ОАО «МЗКТ» с системой менеджмента качества, сертифицированной международным органом по сертификации TUV CERT Thuringen e. V. (Германия) и Государственным комитетом по стандартизации, метрологии и сертификации Республики Беларусь на соответствие требованиям DIN EN ISO 9001:1994 и СТБ ИСО 9001-1996, измерялся диаметр $D_{4\min}^{1/2}$ траектории качения внутреннего ведущего колеса заднего моста.



Рисунок 7.15 — Экспериментальные исследования криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8 × 8

Испытания по описанной методике проводились для каждого режима работы силового привода ведущих колес трижды как на асфальтовой дороге, так и на грунтовой опорной поверхности.

На основе полученных таким образом значений диаметра $D_{4\min}^{//}$ траектории качения внутреннего ведущего колеса заднего моста определялись экспериментальные значения минимального радиуса поворота внедорожной машины M3KT-79091 по формуле

$$R_{r\min} = \frac{1}{6} \cdot \sum_{s=1}^{3} \left(D_{\min 4s}^{\prime \prime} + B_4 \right), \tag{7.57}$$

В метрах

где *s* – порядковой номер измерения диаметра $D_{4\min s}^{//}$.

Полученные по формуле (7.57) экспериментальные значения минимального радиуса поворота внедорожной машины M3KT-79091 приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Экспериментальные значения минимального радиуса поворота внедорожной машины МЗКТ-79091

		D merpun	
Режим работы	Опорная поверхность		
силового привода ведущих колес	Асфальтовая дорога	Грунтовая опорная поверхность	
Режим 1	12,8	12,2	
Режим 2	13,0	12,6	
Режим 3	13,7	13,4	

Сопоставление расчетных значений с полученными экспериментальными данными, приведенными в таблицах 7.1 и 7.2, позволяет сделать вывод об их достаточной близости. Расхождение в расчетных значениях и экспериментальных данных при моделировании и осуществлении криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79091 на асфальтовой дороге не превышает 9 %, на грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния – 7 % [107].

Таким образом, расхождение результатов расчетных исследований с полученными экспериментальными данными не превышает 7–9 %, что свидетельствует о достижении точности разработанной математической модели криволинейного движения многоприводных машин, необходимой для проведения инженерных расчетов.

7.2.4 Выводы.

Для раскрытия статической неопределенности нормальных реакций колес многоприводных машин выдвинута гипотеза о линейном законе распределения нормальных реакций их колес, определяющая, что отрезки векторов нормальных реакций колес многоприводной машины заключены между прямыми линиями, проходящими соответственно через точки приложения и концы этих векторов, и делят эти прямые на пропорциональные части. Дано теоретическое подтверждение и приводится методика экспериментального обоснования вышеуказанной гипотезы.

С использованием выдвинутой гипотезы разработан метод раскрытия статической неопределенности нормальных реакций колес многоприводных машин при действии активных сил. Данный метод позволяет раскрывать статическую неопределенность нормальных реакций колес в случаях, когда многоприводная машина находится под действием силы тяжести и активной силы, направленной параллельно опорной поверхности, а также продольных и поперечных сил.

Разработана математическая модель криволинейного движения *m*-осной машины с *n* ведущими и *k* управляемыми мостами, основанная на гипотезе линейного закона распределения нормальных реакций колес, позволяющая оценивать энергозатраты многоприводных машин при криволинейном движении, производить расчетные исследования влияния характеристик различных типов приводов ведущих колес на эксплуатационные свойства, а также осуществлять оптимизацию параметров силового и рулевого приводов ведущих колес с позиции единого методологического подхода.

С целью апробации разработанной математической модели проведены экспериментальные и расчетные исследования криволинейного движения внедорожной машины M3KT-79091 с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами. Сопоставление полученных результатов показало, что расхождение экспериментальных данных с расчетными значениями не превышает 7–9 %, что свидетельствует о достижении точности разработанной математической модели, необходимой для выполнения инженерных расчетов.

7.3 Синтез характеристик энергосберегающих силовых приводов ведущих колес

В данном разделе приводятся результаты разработки методов количественной оценки энергозатрат и управляемости многоприводных машин, методов оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами, проведения оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами многоприводной машины при выполнении маневра «переставка», анализа зависимостей оптимального распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами, а также обоснования перспективных характеристик энергосберегающих межосевых и межколесных приводов ведущих колес.

7.3.1 Оценка энергозатрат многоприводных колесных машин.

Разработка метода количественной оценки энергозатрат многоприводных колесных машин основывалась на следующих предпосылках.

Во-первых, показателем энергетической эффективности эксплуатации колесных машин является КПД их ходовых систем со структурой, аналогичной удельной производительности [102].

Во-вторых, для расчета КПД ходовой системы многоприводных колесных машин с учетом характерной им особенности преимущественного движения по криволинейным траекториям в пункте 7.1.2 получено выражение (7.12).

Приведенные предпосылки позволяют сформулировать метод количественной оценки энергозатрат многоприводных колесных машин [107], заключающийся в моделировании или же осуществлении криволинейного движения этими машинами с фиксированием параметров управляющего воздействия, реализуемой траектории движения, значений мощностей, переданных и расходованных ведущими колесами, и расчете КПД ходовой системы η_{гля} по формуле (7.12).

Рассмотрим применение разработанного метода на примере оценки энергозатрат многоприводной машины, близкой по своим массовым, гео-

метрическим и другим параметрам к параметрам внедорожной машины M3KT-79091 с колесной формулой 8 × 8 полной массой 43,5 т с двумя передними управляемыми мостами (m = n = 4, k = 2) и шинами 1500 × 600–635. В соответствии с базовой комплектацией внедорожной машины M3KT-79091 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами неуправляемых мостов моделировалось серийными ДСХ, между ведущими колесами управляемых мостов – простыми коническими симметричными дифференциалами.

Для реализации разработанного метода осуществлялось компьютерное моделирование движения внедорожной машины M3KT-79091 с использованием математической модели криволинейного движения многоприводных колесных машин на основе уравнений Аппеля, приведенной в подразделе 7.2. Оценка энергетических затрат проводилась при установившемся криволинейном движении внедорожной машины со скоростью поступательного движения 1 м/с по разбитой грунтовой дороге.

В соответствии с (7.6) выражение для расчета КПД ходовой системы η_{гsa} внедорожной машины M3KT-79091 с четырьмя ведущими и двумя передними управляемыми мостами принимает вид:

$$\eta_{rsa} = \frac{\sum_{i=1}^{2} P_{kir} \cdot \cos(\alpha_{air} - \alpha_{ir}) \cdot v_{ir} \cdot \cos(\alpha_{air} - \alpha_{ir} + \delta_{ir})}{\sum_{i=1}^{4} \left(P_{kir} \cdot v_{vir} + P_{kil} \cdot v_{vil} \right)} + \frac{\sum_{i=1}^{2} P_{kil} \cdot \cos(\alpha_{ail} - \alpha_{il}) \cdot v_{il} \cdot \cos(\alpha_{ail} - \alpha_{il} + \delta_{il})}{\sum_{i=1}^{4} \left(P_{kir} \cdot v_{vir} + P_{kil} \cdot v_{vil} \right)} + (7.58)$$

$$\frac{\Phi_{rsa}}{\sum_{i=1}^{4} \left(P_{kir} \cdot \cos \alpha_{air} \cdot v_{ir} \cdot \cos(\alpha_{air} + \delta_{ir}) + P_{kil} \cdot \cos \alpha_{ail} \cdot v_{il} \cdot \cos(\alpha_{ail} + \delta_{il}) \right)}{\sum_{i=1}^{4} \left(P_{kir} \cdot v_{vir} + P_{kil} \cdot v_{vil} \right)}.$$

Для сопоставительной оценки рассчитывались также значения КПД ходовой системы по формуле, составленной по выражениям [103]:

$$\eta_{rs} = \frac{\sum_{i=1}^{4} \left(P_{kir} + P_{kil} \right)}{\sum_{i=1}^{4} \left(\frac{P_{kir}}{1 - s_{\delta ir}} + \frac{P_{kil}}{1 - s_{\delta il}} \right)}.$$
(7.59)

Результаты исследований представлены на рисунке 7.16 в виде графических зависимостей КПД ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091, рассчитанных по формулам (7.58) и (7.59), от среднего угла α₁ поворота управляемых колес первого моста.

Анализ выражений (7.58) и (7.59) показывает, что для случая прямолинейного движения внедорожной машины, когда углы α_{ir} и α_{il} поворота управляемых колес, а также углы α_{vir} и α_{vil} между продольной осью машины и задаваемым водителем направлением движения равны нулю, выражение (7.58) для определения КПД ходовой системы для общего случая криволинейного движения преобразуется к виду выражения (7.59).



Рисунок 7.16 – Зависимости КПД, рассчитанные по формулам (7.58) и (7.59), от среднего угла поворота управляемых колес первого моста внедорожной машины МЗКТ-79091

Из рисунка 7.16 следует, что при нейтральном положении рулевого и управляемых колес КПД ходовой системы при расчете как по формуле (7.58), так и по формуле (7.59) имеют одинаковое значение. При прямолинейном движении внедорожной машины МЗКТ-79091 привод крутящего момента осуществляется ко всем колесам, которые работают в ведущем режиме, и на разбитой грунтовой дороге значения КПД ходовой системы η_{rsu} и η_{rs} равны 97,5 %.

При повороте рулевого и управляемых колес сопротивление движению многоприводной колесной машины увеличивается. Это приводит к возрастанию количества энергии, передаваемой ведущим колесам для поддержания заданной скорости поступательного движения колесной машины. В результате численные значения КПД ходовой системы уменьшаются. Причем зависимости изменения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста имеют два ярко выраженных характерных участка (рисунок 7.16).

Первый участок характеризуется более интенсивным уменьшением КПД ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091. Это связано с тем, что крутящий момент силовой установки внедорожной машины распределяется между всеми колесами, а ДСХ обеспечивается блокированный привод колес неуправляемых мостов. В результате касательные силы тяги P_{kir} и P_{kil} на внутренних по отношению к центру поворота колесах третьего и четвертого мостов увеличиваются, а на наружных колесах – уменьшаются. В приводе ведущих колес третьего и четвертого мостов возникает циркуляция мощности, что вызывает интенсивное уменьшение численных значений КПД ходовой системы η_{rsr} .

Выполненные исследования показали, что численные значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$, рассчитанные по зависимости (7.58), на первом участке с достоверностью R^2 [116], равной 0,9999, аппроксимируются полиноминальной зависимостью второй степени

$$\eta_{rs\alpha} = -0,0002 \ \alpha_1^2 - 0,00005 \ \alpha_1 + 0,9749. \tag{7.60}$$

Численные значения КПД ходовой системы η_{rs} , рассчитанные по формуле (7.59), с достоверностью R^2 , равной 0,9999, аппроксимируются полиноминальной зависимостью следующего вида:

$$\eta_{rs} = -0,0002 \ \alpha_1^2 - 0,00004 \ \alpha_1 + 0,9749. \tag{7.61}$$

При повороте управляемых колес первого моста на средний угол 0,14 рад касательные силы тяги на наружных колесах третьего и четвертого мостов уменьшаются до нуля. Серийные ДСХ отключают привод этих колес и с дальнейшим поворотом управляемых колес передают крутящий момент только на внутренние колеса. При этом в приводе колес третьего и четвертого мостов циркуляция мощности прекращается, и реализуется второй участок зависимости КПД ходовой системы от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста с менее интенсивным уменьшением численных значений η_{rsc} и η_{rs} .

На втором участке численные значения КПД ходовой системы η_{rsa} , рассчитанные по зависимости (7.58), с достоверностью R^2 , равной 0,9998, аппроксимируются полиноминальной зависимостью третьей степени

$$\eta_{rs\alpha} = -0,000002 \ \alpha_1^3 + 0,00006 \alpha_1^2 - 0,0016 \ \alpha_1 + 0,9688.$$
(7.62)

Численные значения КПД ходовой системы η_{rs} , рассчитанные по формуле (7.59), на втором участке с достоверностью R^2 , равной 0,9998, аппроксимируются полиноминальной зависимостью третьей степени следующего вида:

$$\eta_{rs} = -0,000001 \ \alpha_1^3 + 0,00005 \ \alpha_1^2 - 0,0014 \ \alpha_1 + 0,9675.$$
(7.63)

Анализ зависимостей, приведенных на рисунке 7.16, и полученных эмпирических зависимостей (7.60)–(7.63) свидетельствует о том, что КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} имеют одинаковое численное значение только при нейтральном положении рулевого и управляемых колес и прямолинейном движении многоприводной колесной машины. При повороте рулевого и управляемых колес и реализации криволинейного движения внедорожной машины численные значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ (7.58) и η_{rs} (7.59) отличаются по величине. Причем с увеличением углов поворота рулевого и управляемых колес и кривизны траектории движения внедорожной машины МЗКТ-79091 отличие в численных значениях КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} становится все существеннее и при моделировании движения внедорожной машины МЗКТ-79091 со средним углом α_1 поворота управляемых колес первого моста, равным 0,785 рад, достигает значения 1,63 %. Значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ (7.58) при этом уменьшаются до 86,4 %, ходовой системы η_{rs} (7.59) – до 88,1 % [107].

Отличие в численных значениях КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} при криволинейном движении многоприводной колесной машины обуславливается тем, что по сравнению с КПД ходовой системы и η_{rs} (7.59) КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ (7.58) учитывает в комплексе несовершенство силового и рулевого приводов ведущих колес. КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ учитывается несоответствие направлений действия касательных сил тяги ведущих колес требуемому и задаваемому водителем направлению движения многоприводной колесной машины, связанное с наличием двух (третьего и четвертого) неуправляемых мостов и несовершенством рулевого привода ведущих колес первого и второго управляемых мостов.

Таким образом, разработанный метод позволяет количественно оценивать энергозатраты многоприводных колесных машин для общего случая их криволинейного движения с учетом несовершенства силового и рулевого приводов ведущих колес.

7.3.2 Оценка управляемости многоприводных колесных машин.

Как известно [28], управляемость зависит от распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами, которое в ряде случаев может существенно ухудшить безопасность криволинейного движения многоприводных машин.

Однако управляемость, как и некоторые другие свойства, до настоящего времени не имеет строгой определенности в терминологии, показателях, методах оценки и предъявляемых требованиях. Ключевое значение при оценке управляемости колесных машин отводится субъективной оценке водителей-испытателей, которая не всегда совпадает с оценкой начинающих водителей и водителей средней квалификации и не может служить объективной оценкой управляемости. Поэтому проблема количественной оценки управляемости колесных машин до настоящего времени продолжает оставаться в центре внимания исследователей.

Целью подраздела является разработка метода количественной оценки управляемости колесных машин с учетом влияния, оказываемого распределением касательных сил тяги между ведущими колесами.

В данной работе под управляемостью понимается совокупность эксплуатационных свойств, формирующих способность многоприводной машины реализовать задаваемое воздействием водителя на органы управления направление движения при минимальном уровне психомоторных затрат со стороны водителя [117].

В соответствии с [118], управляемость является комплексным свойством, которое определяется поворачиваемостью, маневренностью, поворотливостью, устойчивостью движения и эргономичностью колесной машины. В качественном отношении управляемость характеризуется поворачиваемостью, т. е. свойством колесной машины отклоняться в результате увода от направления движения, определяемого положением управляемых колес.

Таким образом, количественную оценку управляемости колесной машины следует связывать с величиной отклонения действительного направления ее движения от направления движения, задаваемого водителем поворотом рулевого колеса. При этом основными показателями управляемости являются величина и скорость реакции колесной машины на управляющее воздействие водителя рулевым колесом.

Проведенные исследования позволяют сформировать определения наиболее желательной динамической поворачиваемости колесной машины с точки зрения ее управляемости. Так, в [119] отмечается, что траектория колесной машины не должна зависеть от скорости и ускорения движения, так как это усложняет работу водителя. Вследствие чего поворачиваемость не должна быть как недостаточной, так и избыточной. По мнению Л. Л. Гинцбурга, поворачиваемость «идеальной» колесной машины должна быть нейтральной. К такому же заключению пришли и исследователи в [120, 121].

На основании экспериментального исследования взаимосвязи статической устойчивости и поворачиваемости колесной машины с ее управляемостью при движении с большой скоростью по гладкому шоссе в [120] сформулирован вывод, что «разность углов увода осей должна быть возможно меньшей». Как следует из определений недостаточной, нейтральной и избыточной поворачиваемостей [122], данный вывод также говорит о наиболее желательной нейтральной поворачиваемости.

Нейтральная поворачиваемость является предпочтительной и при повороте внедорожной колесной машины с небольшой скоростью движения на наклонной грунтовой опорной поверхности [121].

Таким образом, анализ понятия управляемости вместе с приведенными результатами ее исследований позволяет сформулировать понятия «наихудшей» и «наилучшей» управляемости колесных машин.

Так, с одной стороны, из анализа определения управляемости следует, что наихудшая (0 %) управляемость соответствует случаю, когда колесная машина не реагирует на управляющие действия водителя рулевым колесом, сохраняя прямолинейное направление движения. В случае наихудшей управляемости значения действительной кривизны траектории K_r колесной машины равны нулю и остаются постоянными при изменении углов поворота рулевого и управляемых колес (рисунок 7.17).



Рисунок 7.17 – Составляющие количественной оценки управляемости колесных машин

С другой стороны, анализ приведенных результатов исследований позволяет предположить, что наилучшая (100 %) управляемость обеспечивается при движении колесной машины с кинематическими параметрами, характерными движению такой же колесной машины с нейтральной поворачиваемостью. В случае наилучшей управляемости значения действительной кривизны траектории K_r соответствуют значениям K_n , задаваемым водителем в результате поворота рулевого и управляемых колес.

Тогда, на основании изложенного, количественная оценка управляемости колесной машины представляется возможной в результате соотношения площадей $F_A = \int_t |K_n - K_r| dt$ и $F_E = \int_t |K_n| dt$ (см. рисунок 7.17). При этом площадь F_A , заключенная между кривой 1 кривизны траектории движения K_n , соответствующей нейтральной поворачиваемости, и осью абсцисс *OX*, является характерным параметром, принятым для оценки управляемости маневра. В то время как площадь F_E , заключенная между кривой 1 кривизны траектории движения K_n , соответствующей нейтральной поворачиваемости, и кривой 3 кривизны действительной траектории движения K_r , характеризует отклонение действительных параметров криволинейного движения оцениваемой колесной машины от параметров криволинейного движения «идеальной» колесной машины.

Таким образом, в соответствии с требованиями, предъявляемыми к показателям эксплуатационных свойств, для количественной оценки управляемости колесных машин предлагается использовать показатель следующего вида [123]:

$$S_{v} = 1 - \frac{\int_{t} |K_{n} - K_{r}| dt}{\int_{t} |K_{n}| dt}.$$
(7.64)

Анализ выражения (7.64) и рисунок 7.17 свидетельствуют о том, что оценочный показатель S_v учитывает в комплексе как величину реакции колесной машины на рулевое воздействие водителя, так и скорость этой реакции, которая выражается в запаздывании увеличения или уменьшения действительной кривизны траектории K_r движения оцениваемой колесной машины по отношению к изменению кривизны траектории K_n движения «идеальной» колесной машины.

Показатель S_v может определяться как расчетным, так и экспериментальным путем, а следовательно, применяться на любой стадии разработки колесных машин. В первом случае оценка управляемости производится на основе моделирования криволинейного движения проектируемой колесной машины при выполнении маневров «вход в поворот», «переставка», «змейка» и др. Экспериментальная оценка представляется возможной посредством измерения действительных кинематических параметров при движении уже изготовленного образца колесной машины по принятым для оценки управляемости криволинейным траекториям.

В рамках данной работы оценивалась возможность использования показателя S_{ν} (7.64) управляемости в качестве критерия управляемости колесных машин. С этой целью проводилось компьютерное моделирование движения колесных машин при выполнении маневра «переставка». В качестве объекта исследований принималась многоприводная машина, близкая по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к параметрам внедорожной машины M3KT-79091 с колесной формулой 8 × 8 полной массой 43,5 т с двумя передними управляемыми мостами и шинами 1500 × 600–635.

Моделирование осуществлялось с использованием математической модели криволинейного движения многоприводных колесных машин на основе уравнений Аппеля, приведенной в подразделе 7.2.

Движение моделировалось на наиболее вероятной для эксплуатации многоприводных колесных машин грунтовой поверхности удовлетворительного состояния [124] с коэффициентами сцепления ведущих колес с опорной поверхностью 0,55 и сопротивления качению колес 0,03. Скорость поступательного движения принималась из диапазона средних технических скоростей внедорожной машины M3KT-79091 и составляла 8 м/с.

Для определения корреляционной связи показателя S_{ν} (7.64) с общепринятыми показателями упарвляемости моделировалось движение четырех машин с одними и теми же массовыми, геометрическими параметрами и входными управляющими сигналами, но с различным распределением касательных сил тяги между ведущими колесами. В машине 1 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами моделировалось простым симметричным дифференциальным приводом. В машине 2 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами принималось в соответствии с критериями тягово-скоростных свойств и управляемости. В машине 3 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами осуществлялось в соответствии с критерием тягово-скоростных свойств. В машине 4 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами моделировалось в соответствии с разработанным оценочным показателем S_{ν} (7.64).

Результаты моделирования представлены на рисунках 7.18-7.20.



Рисунок 7.18 – Траектория движения машин при выполнении маневра «переставка»

Реализуемые машинами 1–4 траектории движения при моделировании выполнения маневра «переставка» изображены на рисунке 7.18. Изменение кривизны действительной траектории движения машин 1–4 и отклонения

кривизны действительной траектории движения машин 1–3 от действительной траектории движения машины 4 при моделировании выполнения маневра «переставка» приведены соответственно на рисунках 7.19 и 7.20.



Рисунок 7.19 – Изменение действительной кривизны траектории при выполнении маневра «переставка»



Рисунок 7.20 – Отклонение кривизны траектории машин 1, 2 и 3 от кривизны траектории машины 4

Для исследования правомерности использования показателя S_{ν} (7.64) в качестве критерия управляемости оценивались также такие показатели, как общепринятые боковое отклонение траектории ΔY_{ν} и курсовой угол γ_{ν} между первоначальным направлением движения и продольной осью колесных машин в конце маневра «переставка» (рисунок 7.21).



Рисунок 7.21 – Боковое отклонение ΔY_{ν} и курсовой угол γ_{ν} колесной машины в конце объездного маневра

С помощью величины бокового отклонения ΔY_{ν} от первоначального направления движения характеризовалась способность колесной машины к совершению объезда внезапных препятствий по ходу движения для предотвращения дорожно-транспортных происшествий (ДТП).

В качестве показателя для оценки способности сохранения направления движения в конце объездного маневра использовался курсовой угол γ_{ν} . При этом принималось, что лучшему варианту распределения касательных сил тяги между ведущими колесами соответствует минимальное значение курсового угла γ_{ν} колесной машины в конце ее перестраивания, в то время как худшему – максимальное.

Показатели ΔY_{ν} и γ_{ν} комплексно оценивают способность колесной машины к предотвращению дорожно-транспортных происшествий посредством совершения объезда внезапных препятствий по ходу движения и возращения к первоначальному направлению движения в конце объездного маневра.

Анализ результатов выполненных исследований свидетельствует о том, что наилучшую способность к предотвращению дорожнотранспортных происшествий имеет машина 4 с распределением касательных сил тяги в соответствии с оценочным показателем S_v (7.64). Величина ее бокового отклонения ΔY_v от начального направления движения составляет 2,68 м. Значения бокового отклонения ΔY_v траектории движения центра масс машин 2 и 3 при таком же входном управляющем сигнале значительно ниже и соответствуют 2,41 и 2,48 м. Величина курсового угла γ_v между первоначальным направлением движения и продольной осью машины 4 в конце маневра «переставка» составляет 0,0056 рад и превосходит курсовые углы γ_ν между первоначальным направлением движения и продольными осями машин 1–3 на 3,43–11,53 % [125].

Численные значения показателя S_{ν} , величины бокового отклонения траектории ΔY_{ν} и курсового угла γ_{ν} , полученные при моделировании движения при выполнении машинами 1–4 маневра «переставка», приведены в таблице 7.3.

Таблица 7.3 – Численные значения показателя S_{ν} , бокового отклонения траектории ΔY_{ν} и курсового угла γ_{ν} машин 1, 2, 3 и 4 при выполнении маневра «переставка»

Вариант машины	S_{v}	ΔY_{ν} , м	γ _ν , рад
1	0,522	2,41	0,0062
2	0,613	2,63	0,0058
3	0,527	2,48	0,006
4	0,655	2,68	0,0056

Анализ результатов проведенных исследований [123, 125] позволил установить, что показатель S_{ν} , определяемый по формуле (7.64), связан с общепринятыми показателями ΔY_{ν} и γ_{ν} управляемости колесных машин соответственно с коэффициентами корреляции 0,976 и -0,932. Данный факт говорит о правомерности использования показателя S_{ν} в качестве критерия управляемости колесных машин.

На основании изложенного разработка метода количественной оценки управляемости многоприводных колесных машин базировалась на следующих главных предпосылках.

Во-первых, управляемость является одним из важнейших эксплуатационных свойств, формирующих в том числе безопасность криволинейного движения многоприводных машин.

Во-вторых, оценка управляемости многоприводных машин осуществляется с помощью оценочного показателя S_v (7.64).

С учетом результатов проведенных исследований для количественной оценки управляемости колесных машин предлагается использовать метод [117], заключающийся в моделировании или же осуществлении криволинейного движения этими машинами с фиксированием параметров управляющего воздействия и реализуемой траектории движения и расчете оценочного показателя *S_v*, определяемого по выражению (7.64).

Для демонстрации разработанного метода проведем оценку управляемости тракторного поезда с крюковой нагрузкой. Оценка проводилась посредством компьютерного моделирования криволинейного движения тракторного поезда. В качестве колесного трактора принимался трактор «Беларус-1025» с колесной формулой 4×4 (m = n = 2, k = 1), в качестве прицепа – двухосный прицеп 2ПТС-4.

Моделирование движения осуществлялось по полю, подготовленному под посев, с коэффициентами сцепления ведущих колес с опорной поверхностью 0,725 и сопротивления качению колес 0,09 со скоростью, равной 1 м/с.

Параметры приводов ведущих колес принимались характерными конструктивным параметрам привода ведущих колес трактора «Беларус-1025». Коэффициент блокировки ДПТ переднего ведущего моста принимался равным 2,6. При достижении среднего угла α_1 поворота управляемых колес 0,227 рад моделировалось отключение блокировки дифференциала заднего ведущего моста. Блокирование муфты привода переднего ведущего моста осуществлялось при достижении буксования колес заднего ведущего моста значения, равного 4,62 %. Разблокирование муфты моделировалось, когда скорость вращения колес переднего ведущего моста превышала скорость вращения колес заднего ведущего моста.

Для исследования влияния величины крюковой нагрузки на управляемость колесного трактора «Беларус-1025» моделировалось движение одиночного колесного трактора холостым ходом и тракторного поезда в составе с двухосным прицепом 2ПТС-4 с различной степенью загрузки, соответствующей величине крюковой нагрузки *P_h*, равной 2,68; 5,36 и 8,04 кН.

Результаты исследований представлены на рисунке 7.22 в виде зависимостей оценочного показателя S_{ν} управляемости трактора от среднего угла α_1 поворота колес управляемого моста при разных значениях крюковой нагрузки P_h .

Из рисунка 7.22 видно, что лучшей управляемостью обладает трактор при движении холостым ходом. Оценочный показатель S_{ν} управляемости трактора при движении холостым ходом со средними углами α_1 поворота управляемых колес, не превышающими 0,227 рад, находится в интервале значений от 85 до 87 %. При этом трактор приводится в движение ведущими колесами заднего моста с заблокированным межколесным дифференциалом, в то время как колеса переднего моста движутся в ведомом режиме.





301

Рисунок 7.22 — Зависимость показателя S_{ν} колесного трактора «Беларус-1025» с прицепом 2ПТС-4 от среднего угла поворота α_1 управляемых колес

При достижении среднего угла α_1 поворота управляемых колес 0,227 рад происходит разблокирование дифференциала заднего ведущего моста, что положительным образом сказывается на управляемости трактора. При этом показатель S_v увеличивается на 11,8 % и достигает значения, равного 98,2 %.

Увеличение среднего угла α_1 поворота управляемых колес свыше 0,227 рад характеризуется незначительным снижением показателя S_{ν} управляемости трактора. Снижение показателя S_{ν} управляемости трактора осуществляется по закону, близкому к линейному, и составляет 2–3 %.

Выполненный в ходе исследований анализ показал, что данное снижение с достоверностью R^2 , равной 0,9813, описывается уравнением следующего вида:

$$S_v = -0,0008 \ \alpha_1 + 0,9946. \tag{7.65}$$

При приложении к трактору крюковой нагрузки P_h, соответствующей 2,68 кH, муфта привода колес переднего моста при работе в автоматическом режиме блокируется и начинает передавать крутящий момент от двигателя к управляемым колесам. Причем, согласно конструктивному исполнению муфты, привод колес переднего и заднего ведущих мостов осуществляется с кинематическим несоответствием, численно равным 4,62 %. Кинематическое несоответствие межосевого привода вместе с заблокированным межколесным приводом переднего моста ведет к ухудшению управляемости на 9–10 %.

При достижении перераспределения крутящих моментов, реализуемых внутренним и внешним по отношению к центру поворота колесами переднего моста, величины, равной 2,6, происходит разблокирование ДПТ. С дальнейшим увеличением угла α₁ осуществляется дифференциальный привод колес переднего моста. При этом внутреннее ведущее колесо реализует касательную силу тяги в 2,6 раза больше, чем наружное.

Разблокирование ДПТ переднего ведущего моста происходит при значениях угла α_1 , равных 0,017; 0,07 и 0,122 рад соответственно при движении трактора с крюковой нагрузкой 2,68; 5,38 и 8,04 кH, и ведет к улучшению управляемости трактора. В результате значения оценочного показателя S_{ν} повышаются и при величине угла α_1 , равной 0,209 рад, составляют от 79,7 до 85 %.

Разблокирование дифференциала заднего ведущего моста при достижении угла α_1 значения, равного 0,227 рад, улучшает управляемость на 10–12 %. Причем максимальные значения крюковой нагрузки P_h соответствуют минимальным значениям из указанного интервала. В результате численные значения показателя S_v повышаются до 91–98,2 %.

При повороте управляемых колес на углы α_1 свыше 0,227 рад управляемость трактора незначительно ухудшается и при максимальных углах поворота управляемых колес составляет от 89,7 до 95,9 %. Причем величина ухудшения управляемости трактора зависит от величины крюковой нагрузки [117].

В ходе проведенных исследований установлено также влияние степени загрузки прицепа и величины крюковой нагрузки P_h на управляемость (рисунок 7.23). Так, увеличение крюковой нагрузки P_h от 0 до 8,04 кН приводит к снижению показателя S_v в зависимости от величины углов α_1 поворота управляемых колес на 6,2–9,9 %.



Рисунок 7.23 – Зависимость показателя S_v трактора «Беларус-1025» от крюковой нагрузки P_h

Зависимость оценочного показателя S_v управляемости трактора от величины крюковой нагрузки при средних и больших углах α_1 с достоверностью аппроксимации R^2 , равной 0,9921, может быть представлена линейным уравнением следующего вида:

$$S_v = -0,0077 \ P_h + 0,9609. \tag{7.66}$$

Крюковая нагрузка P_h оказывает влияние и на величину среднего угла α_1 поворота управляемых колес, при котором происходит отключение муфты силового привода колес переднего моста при работе в автоматическом режиме. Условие для отключения муфты привода переднего моста, выражающееся во вращении управляемых колес переднего моста со скоростью, большей, чем скорость вращения колес заднего ведущего моста, в зависимости от величины крюковой нагрузки P_h наступает при углах α_1 от 0,227 до 0,506 рад.

Зависимость среднего угла α_1 поворота управляемых колес, при котором происходит отключение силового привода колес переднего моста, от крюковой нагрузки P_h трактора представлена на рисунке 7.24.



Рисунок 7.24 — Зависимость угла отключения привода ПВМ трактора «Беларус-1025» от тяговой нагрузки P_h

Анализ результатов моделирования показал, что значения угла α_1 , при котором происходит разблокирование межосевой муфты и отключение силового привода колес переднего моста, в диапазоне 0,227–0,506 рад с достоверностью R^2 , равной 0,9808, аппроксимируются аналитической зависимостью следующего вида:

$$\alpha_1 = 2,4733 \ P_h + 8,4. \tag{7.67}$$

Таким образом, представленный метод позволяет производить количественную оценку управляемости многоприводных машин с учетом влияния, оказываемого приводами ведущих колес.

7.3.3 Оптимизация характеристик силовых приводов ведущих колес.

Целями данного подраздела являлись разработка методов оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами с позиций обеспечения минимальных энергозатрат и наилучшей управляемости многоприводных машин, проведение оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами многоприводной машины, анализ зависимостей оптимального распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами многоприводных сил тяги между ведущими мостами и колесами многоприводных машин. 7.3.3.1 Оптимизация распределения касательных сил тяги с позиции обеспечения минимальных энергозатрат. Разработка метода оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами с позиции обеспечения минимальных энергозатрат многоприводных машин основывалась на принятии в качестве критерия оптимальности показателя, аналогичного по своей структуре «обобщенному показателю оценки совершенства работы любой машины» [102] удельной производительности. В качестве такого показателя принимался полученный в пункте 7.1.2 КПД ходовой системы η_{rsa} (7.6), в явном виде учитывающий величину и направление действия касательных сил тяги ведущих колес.

С учетом сказанного разработан метод оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами с позиции обеспечения минимальных энергозатрат многоприводных машин [126], заключающийся в решении в каждый момент движения многоприводной машины задачи условной однокритериальной оптимизации

$$\eta_{rs\alpha} \rightarrow \max$$
 (7.68)

при следующих ограничениях, наложенных на выступающие в качестве управляемых параметров касательные силы тяги P_{kir} и P_{kil} ведущих колес:

$$0 \le P_{kir} \le \varphi_{ir} P_{zir}, \quad 0 \le P_{kil} \le \varphi_{il} P_{zil}, \quad i = 1, n;$$
(7.69)

$$\sum_{i=1}^{k} \left(P_{kir} \cos \alpha_{ir} + P_{kil} \cos \alpha_{il} \right) + \sum_{i=k+1}^{n} \left(P_{kir} + P_{kil} \right) = P_{k \sum x}.$$
 (7.70)

В соответствии с разработанным методом под оптимальным распределением $\{P_{k1r}^{\eta^*}, P_{k1r}^{\eta^*}, ..., P_{knr}^{\eta^*}, P_{knl}^{\eta^*}\}$ касательных сил тяги между ведущими колесами с позиции обеспечения минимальных энергозатрат в каждый момент движения многоприводной машины понимается такое распределение суммарной касательной силы тяги (А.8) или (А.9), которое обеспечивает максимальные значения КПД ее ходовой системы η_{rsg} .

Для демонстрации разработанного метода проводилась оптимизация распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами многоприводной машины. В качестве объекта исследований принималась многоприводная машина, близкая по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к параметрам внедорожной машины M3KT-79091 с колесной формулой 8 × 8 полной массой 43,5 т с двумя передними управляе-

мыми мостами и шинами 1500 \times 600–635. Поиск оптимального решения осуществлялся сканированием [127] возможных распределений $\{P_{k1r}, P_{k1l}, ..., P_{knr}, P_{knl}\}$ касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами.

Моделирование движения осуществлялось на характерной для эксплуатации многоприводных колесных машин разбитой грунтовой дороге с различными значениями коэффициентов сцепления ведущих колес с опорной поверхностью под колесами разных бортов при выполнении маневра «переставка». Скорость поступательного движения принималась равной 8 м/с.

Для сопоставительной оценки проводилось моделирование движения трех многоприводных машин с одними и теми же массогеометрическими параметрами и управляющими сигналами, но с различным распределением касательных сил тяги между ведущими колесами. В машине 1 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами моделировалось характерным распределению касательных сил тяги простым симметричным дифференциальным приводом; в машине 2 – в соответствии с методом [102], принятым в качестве прототипа; в машине 3 – в соответствии с разработанным методом.

Результаты проведенных расчетных исследований представлены на рисунках 7.25–7.33.

Анализ зависимостей на рисунке 7.25 показывает, что простой симметричный дифференциальный привод ведущих колес обеспечивает реализацию ведущими колесами касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} , незначительно отличающихся друг от друга как при прямолинейном, так и криволинейном движении машины 1. Численные значения касательных сил тяги находятся в интервале от 8,307 до 9,486 кН и изменяются в зависимости от кривизны траектории движения машины. При прямолинейном движении колесной машины касательные силы тяги на ведущих колесах имеют минимальные значения. С увеличением кривизны K_r траектории движения численные значения касательных сил тяги возрастают и при криволинейном движении машины с наибольшими углами поворота управляемых колес достигают максимальных значений.



Рисунок 7.25 – Зависимости касательных сил тяги на ведущих колесах первого и четвертого мостов машины 1 от времени выполнения маневра «переставка»



Рисунок 7.26 – Зависимости коэффициентов буксований ведущих колес первого и четвертого мостов машины 1 от времени выполнения маневра «переставка»



Рисунок 7.27 – Зависимость КПД ходовой системы машины 1 от времени выполнения маневра «переставка»



Рисунок 7.28 – Зависимости касательных сил тяги на ведущих колесах первого и четвертого мостов машины 2 от времени выполнения маневра «переставка»



Рисунок 7.29 – Зависимости коэффициентов буксований ведущих колес первого и четвертого мостов машины 2 от времени выполнения маневра «переставка»



Рисунок 7.30 – Зависимость разности КПД ходовых систем машин 2 и 1 от времени выполнения маневра «переставка»



Рисунок 7.31 – Зависимости касательных сил тяги на ведущих колесах первого и четвертого мостов машины 3 от времени выполнения маневра «переставка»



Рисунок 7.32 – Зависимости коэффициентов буксований ведущих колес первого и четвертого мостов машины 3 от времени выполнения маневра «переставка»



Рисунок 7.33 – Зависимость разности КПД ходовых систем машин 3 и 2 от времени выполнения маневра «переставка»

Простой симметричный дифференциальный привод ведущих колес способствует реализации ведущими колесами различных по величине коэффициентов буксований, зависимости которых от времени выполнения маневра приведены на рисунке 7.26. Из рисунка 7.26 следует, что коэффициенты буксований ведущих колес машины 1 при выполнении маневра «переставка» на разбитой грунтовой дороге находятся в интервале значений от 0,0454 до 0,1447. При прямолинейном движении колесной машины ведущие колеса, движущиеся по опорной поверхности с более низким коэффициентом сцепления, буксуют в 1,31–1,33 раза больше, чем ведущие колеса, движущиеся по опорной поверхности с более высоким коэффициентом сцепления.

При повороте рулевого и управляемых колес и реализации колесной машиной криволинейного движения значения коэффициентов буксований ведущих колес возрастают. Более интенсивное увеличение коэффициентов буксований происходит у ведущих колес первого управляемого моста и у внутренних по отношению к центру поворота ведущих колес. Так, коэффициент буксования внутреннего ведущего колеса первого управляемого по моста при выполнении многоприводной машиной маневра «переставка» увеличивается со значения 0,0798 до 0,1444, т. е. в 1,81 раза. В то же время значения коэффициента буксования наружного ведущего колеса первого

моста находятся в интервале от 0,0599 до 0,0708, возрастая всего в 1,18 раза.

Значения коэффициента буксования внутреннего ведущего колеса четвертого моста увеличиваются с 0,0608 до 0,0956, т. е. в 1,57 раза. При возвращении колесной машины к первоначальному направлению движения коэффициент буксования внутреннего ведущего колеса четвертого моста достигает значения 0,1003 и превышает коэффициент буксования внутреннего ведущего колеса первого управляемого моста. При этом коэффициент буксования наружного ведущего колеса четвертого моста составляет 0,0464 при прямолинейном движении. При выполнении машиной 1 маневра «переставка» он изменяется несущественно, увеличиваясь при возвращении колесной машины к первоначальному направлению движения до значения, равного 0,0683.

Зависимость КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 1 представлена на рисунке 7.27. Из рисунка 7.27 видно, что при прямолинейном движении машины на разбитой грунтовой дороге КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ равен значению 0,9386.

При реализации машиной 1 криволинейного движения с увеличением кривизны траектории движения эффективность ходовой системы с простым симметричным дифференциальным приводом ведущих колес снижается. Значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ уменьшаются в 1,017–1,028 раза. При уменьшении кривизны траектории эффективность ходовой системы с простым симметричным дифференциальным приводом ведущих колес возрастает до значений, характерных прямолинейному движению многоприводной машины.

Выполненные расчетные исследования показали, что при повороте рулевого и управляемых колес влево КПД ходовой системы η_{гsa} (7.6) уменьшается до значения, равного 0,9127, а при повороте вправо – до значения, равного 0,9232. При возращении управляемых колес в нейтральное положение КПД ходовой системы η_{гsa} возрастает до значений 0,9356–0,9383.

Распределение касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами в соответствии с методом [102] ведет к реализации ведущими колесами машины 2 различных по величине касательных сил тяги, зависимости которых для колес первого и четвертого мостов представлены на рисунке 7.28.

При прямолинейном движении машины 2 наибольшие касательные силы тяги реализуют ведущие колеса, имеющие большую нормальную нагрузку, а также движущиеся по опорной поверхности с более высоким коэффициентом сцепления [126]. Численные значения касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} на ведущих колесах, движущихся по опорной поверхности с более высоким коэффициентом сцепления, разных мостов составляют 8,26–10,2 кН и превышают значения касательных сил тяги на ведущих колесах, движущихся по опорной поверхности с более низким коэффициентом сцепления, в 1,22–1,27 раза.

При криволинейном движении возникает центробежная сила, действующая на многоприводную машину, которая возрастает с увеличением кривизны K_r траектории движения и приводит к перераспределению нормальных реакций между колесами разных бортов, что, в свою очередь, ведет к увеличению касательных сил тяги на наружных ведущих колесах и уменьшению на внутренних. При выполнении внедорожной машиной M3KT-79091 моделируемого маневра «переставка» касательные силы тяги на наружных ведущих колесах первого моста увеличиваются в 1,251–1,262 раза, четвертого моста – в 1,362–1,367 раза. Касательные силы тяги на внутренних ведущих колесах первого моста соответственно уменьшаются в 1,128–1,208 раза, четвертого моста – в 1,101–1,177 раза.

Распределение касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами в соответствии с методом [102] обеспечивает несущественное отличие коэффициентов $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ буксований ведущих колес (см. рисунок 7.29). Численные значения коэффициентов $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ буксований ведущих колес машины 2 при выполнении маневра «переставка» на разбитой грунтовой дороге изменяются с изменением кривизны траектории движения в 1,252 раза и находятся в интервале от 0,0595 до 0,0745. Минимальные значения коэффициентов буксований ведущих колес соответствуют движению многоприводной машины с меньшими значениями кривизны траектории. Максимальные значения коэффициентов $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ буксований ведущих колес реализуются при движении многоприводной машины с наибольшими значениями кривизны траектории.

Исследования показали, что машина 2 совершает движение с меньшими энергозатратами, чем машина 1. КПД ходовой системы η_{rsa} машины 2 при прямолинейном движении составляет 0,9405 и превышает КПД ходовой системы машины 1 на 0,0019 (см. рисунок 7.30). При реализации машиной 2 криволинейного движения с увеличением кривизны K_r траектории значения КПД ходовой системы снижаются. Причем снижение КПД ходовой системы η_{rsa} у машины 2 происходит на более стабильную величину по сравнению с машиной 1. Так, при повороте рулевого и управляемых колес влево и вправо на максимальные углы при выполнении моделируемого маневра «переставка» КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ снижается соответственно в 1,015 и 1,016 раза. При возвращении рулевого и управляемых колес в нейтральное положение КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ возрастает до диапазона значений 0,9383–0,9397.

Из рисунка 7.28 следует, что в ходе выполнения маневра «переставка» КПД ходовой системы η_{гза} машины 2 превышает КПД ходовой системы η_{гза} машины 1 на 0,06–1,42 %.

Зависимости изменения касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} ведущих колес машины 3 с приводом, реализующим распределение касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами в соответствии с разработанным методом, представлены на рисунке 7.31.

Полученные результаты моделирования свидетельствуют о том, что при прямолинейном движении значения касательных сил тяги ведущих колес машины 3 находятся в диапазоне 6,6–10,2 кН и соответствуют значениям касательных сил тяги ведущих колес машины 2.

При повороте рулевого и управляемых колес и увеличении кривизны К_r траектории движения у машины 3, как и у машины 2, касательные силы тяги на наружных ведущих колесах увеличиваются, а на внутренних - уменьшаются. Однако, в отличие от машины 2, у машины 3 происходит более интенсивное увеличение касательных сил тяги на ведущих колесах первого моста, а также менее интенсивное уменьшение касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} на ведущих колесах первого и четвертого мостов и увеличение касательных сил тяги на ведущих колесах четвертого моста. У машины 3 касательные силы тяги на ведущих колесах первого моста увеличиваются в 1,296-1,303 раза, на наружных ведущих колесах четвертого моста - в 1,336-1,348 раза. Касательные силы тяги на внутренних веколесах первого моста соответственно уменьшаются дущих в 1,096-1,156 раза, четвертого моста – в 1,089-1,159 раза. Вследствие менее интенсивного увеличения и уменьшения касательных сил тяги у зависимости изменения касательной силы тяги на правом ведущем колесе четвертого моста машины 3, в отличие от машины 2, отсутствует точка перегиба при выходе из левого поворота и входе в правый поворот маневра «переставка».

Анализ зависимостей на рисунках 7.28 и 7.31 показал, что средние значения касательных сил тяги на ведущих колесах первого моста машины 3 превышают средние значения касательных сил тяги на ведущих колесах первого моста машины 2 в 1,015–1,017 раза. В то же время средние значения касательных сил тяги на ведущих колесах четвертого моста машины 2 превышают средние значения касательных сил тяги на ведущих колесах четвертого моста машины 3 в 1,002–1,003 раза. Это говорит о том, что оптимальное распределение $\{P_{k1r}^{n^*}, P_{k1l}^{n^*}, \dots, P_{knr}^{n^*}, P_{knl}^{n^*}\}$ касательных сил тяги между ведущими колесами с позиции обеспечения минимальных энергозатрат в соответствии с разработанным методом при криволинейном движении колесных машин требует перераспределения дополнительных сил тяги и крутящего момента к ведущим колесам передних управляемых мостов по отношению к распределению касательных сил тяги в соответствии с методом [102], обеспечивающему равенство или же несущественное отличие коэффициентов буксований ведущих колес.

Анализ зависимостей изменения коэффициентов $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ буксований ведущих колес машины 3, представленных на рисунке 7.32, свидетельствует о том, что при прямолинейном движении многоприводной машины максимум КПД ее ходовой системы обеспечивается равенством или же несущественным отличием коэффициентов буксований ведущих колес, что соответствует методу распределения касательных сил тяги [102].

Численные значения коэффициентов $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ буксований ведущих колес машины 3 при выполнении маневра «переставка» находятся в интервале от 0,05948 до 0,078. При криволинейном движении коэффициенты буксований ведущих колес машины 3 с увеличением кривизны K_r траектории движения увеличиваются, при уменьшении кривизны – уменьшаются [126].

В общем случае криволинейного движения максимальные значения КПД ходовой системы достигаются при реализации ведущими колесами различных по величине коэффициентов $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ буксования как ведущих мостов, так и ведущих колес разных бортов отдельных мостов. Причем численные значения отношений коэффициентов буксований мостов и колес, обеспечивающие максимальное значение КПД ходовой системы η_{rsa} , возрастают с увеличением кривизны K_r траектории движения машины. С увеличением кривизны K_r траектории движения машины буксований ведущих колес первого моста повышаются более интенсивно, чем коэффициенты $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ буксований ведущих колес второго и последующих мостов. При увеличении кривизны K_r траектории движения з до 0,019–0,021 м⁻¹ отношение коэффициентов буксований ведущих колес первого и четвертого неуправляемого мостов достигает значений 1,079–1,084.
Оптимизация распределения касательных сил тяги в соответствии с разработанным методом приводит к тому, что ведущие колеса разных бортов машины 3 при криволинейном движении также реализуют разные по величине коэффициенты $s_{\delta ir}$ и $s_{\delta il}$ буксований. Большие значения коэффициентов буксований реализуют внутренние ведущие колеса. При осуществлении входа в левый поворот отношение коэффициента буксования левого ведущего колеса к коэффициенту буксования правого ведущего колеса к коэффициенту буксования правого ведущего колеса первого моста достигает значения 1,018. При входе в правый поворот отношение коэффициента буксования левого ведущего колеса к коэффициента буксования правого ведущего колеса к коэффициента буксования левого ведущего колеса первого моста составляет 1,006. Коэффициенты буксований ведущих колес четвертого неуправляемого моста имеют несущественное отличие. Отношения последних при выполнении маневра «переставка» не превышают значения, численно равного 1,005.

Таким образом, можно констатировать, что для общего случая криволинейного движения многоприводных машин коэффициенты s_{sir} и s_{sil} буксований ведущих колес, соответствующие минимальным энергозатратам и максимальным значениям КПД ходовых систем η_{rsa} , имеют разные по величине значения. Коэффициенты буксований, обеспечивающие реализацию ведущими колесами оптимального распределения $\{P_{klr}^{\eta^*}, P_{kll}^{\eta^*}, ..., P_{knr}^{\eta^*}, P_{knl}^{\eta^*}\}$, зависят от массогеометрических параметров самих колесных машин, характеристик системы «подвеска-колесо-грунт», кинематических параметров прямолинейного движения. Они также определяются такими эксплуатационными факторами, как параметры кинематики криволинейного движения. управляющие действия водителя рулевым колесом и т. п.

На рисунке 7.33 приведена зависимость разности КПД ходовой системы п_{гза} машины 3 и машины 2. Из рисунка 7.33 видно, что машины 2 и 3 имеют одинаковые энергозатраты и эффективность ходовой системы только при прямолинейном движении.

При криволинейном движении машина 3 имеет меньшие энергозатраты и более высокие значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$. Последние в каждый момент времени превышают значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 2. Разность КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машин 3 и 2 изменяется в зависимости от эксплуатационных условий и при моделировании выполнения внедорожной машиной МЗКТ-79091 маневра «переставка» со скоростью 8 м/с достигает значения, равного 0,009 % [126].

7.3.3.2 Оптимизация распределения касательных сил тяги с позиции обеспечения наилучшей управляемости. Предпосылками к разработке метода оптимизации распределения касательных сил тяги с позиции обеспечения наилучшей управляемости многоприводных машин явились разработка оценочного показателя S_{ν} (7.64) и разработка метода количественной оценки управляемости колесных машин [125].

Разработанный метод оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами с позиции обеспечения наилучшей управляемости многоприводных машин заключается в решении в каждый момент движения многоприводной машины задачи условной однокритериальной оптимизации

$$S_{\nu} \rightarrow \max$$
 (7.71)

при ограничениях (7.69) и (7.70), налагаемых на выступающие в качестве управляемых параметров касательные силы тяги P_{kir} и P_{kir} ведущих колес.

В соответствии с разработанным методом под оптимальными распределениями $\{P_{k1r}^{S*}, P_{k1l}^{S*}, \dots, P_{knr}^{S*}, P_{knl}^{S*}\}$ касательных сил тяги P_{kir} и P_{kir} между ведущими колесами с позиции обеспечения наилучшей управляемости многоприводных машин понимаются такие распределения суммарной касательной силы тяги (А.8) или (А.9), которые в каждый момент движения обеспечивают многоприводной машине максимальные значения показателя S_y .

Выполненные исследования показали, что существуют режимы движения многоприводных машин, при которых решению задачи условной однокритериальной оптимизации (7.71) соответствует множество распределений касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} ведущих колес. В этом случае в качестве оптимального распределения касательных сил тяги среди распределений, соответствующих решению задачи условной однокритериальной оптимизации (7.71), принимается распределение $\{P_{k1r}^{S*}, P_{k1l}^{S*}, \dots, P_{knr}^{S*}, P_{knl}^{S*}\}$, соответствующее максимальному значению КПД ходовой системы η_{rst} [128], т. е.

$$\eta_{rs\alpha} = \max. \tag{7.72}$$

Проведенный анализ показал, что в соответствии со структурой принятого в качестве критерия оптимальности (7.71) оценочного показателя S_v (7.64) метод оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами направлен на реализацию в каждый момент движения колесной машины таких их значений, которые в плоскости



опорной поверхности создают строго определенный по направлению и величине «тяговый момент рыскания» M_{vk} (рисунок 7.34).



действительная траектория движения колесной машины;
теление правительной поворачиваемостью

Рисунок 7.34 – Управление касательными силами тяги ведущих колес для улучшения управляемости колесной машины при избыточной (а) и недостаточной (б) поворачиваемости

Направление и величина создаваемого ведущими колесами момента M_{yk} в зависимости от складывающихся условий криволинейного движения многоприводной машины соответствуют направлению действия и величине дополнительного момента в плоскости опорной поверхности, необходимого для совмещения реализуемых действительных параметров криволинейного движения с параметрами, характерными параметрам криволинейного движения колесной машины с нейтральной поворачиваемостью. В случае избыточной поворачиваемости многоприводной машины момент M_{yk} направлен в сторону, противоположную повороту управляемых колес. При недостаточной поворачиваемости машины момент M_{yk} действует в направлении поворота управляемых колес [129].

Для оценки демонстрации разработанного метода проводилась оптимизация распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами с позиции обеспечения наилучшей управляемости многоприводной машины. В качестве объекта исследований принималась многоприводная машина, близкая по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к параметрам внедорожной машины M3KT-79091 с колесной формулой 8 × 8 полной массой 43,5 т с двумя передними управляемыми мостами и шинами 1500 × 600–635. Поиск оптимального решения осуществлялся сканированием возможных распределений $\{P_{k1r}, P_{k1l}, ..., P_{knr}, P_{knl}\}$.

Для компьютерного моделирования движения внедорожной машины M3KT-79091 использовалась математическая модель движения многоприводных машин, приведенная в подразделе 7.2. Моделирование движения осуществлялось на грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния с коэффициентами сцепления ведущих колес 0,55 и сопротивления качению колес 0,03 при выполнении маневра «переставка». Скорость поступательного движения принималась равной 8 м/с.

Для сопоставительной оценки проводилось моделирование движения двух многоприводных машин с одними и теми же массогеометрическими параметрами и управляющими сигналами, но различным распределением касательных сил тяги между ведущими колесами. В машине 1 распределение касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами моделировалось в соответствии с разработанным методом управления; в машине 2 – простым симметричным дифференциальным приводом, который, как известно, из всех традиционных приводов является наиболее предпочтительным с точки зрения управляемости колесных машин при движении по дорогам удовлетворительного состояния.

Результаты проведенных расчетных исследований представлены на рисунках 7.35–7.39.



Рисунок 7.35 – Изменение кривизны *Kr* действительной траектории машины 1 и машины 2



Рисунок 7.36 – Изменение касательных сил тяги на ведущих колесах первого и третьего мостов машины 1 при выполнении маневра «переставка»



Рисунок 7.37 – Изменение касательных сил тяги на ведущих колесах первого и третьего мостов машины 2 при выполнении маневра «переставка»









Рисунок 7.39 – Траектория движения машины 1 и машины 2 при моделировании маневра «переставка» на грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния

Анализ полученных в ходе проведенных исследований результатов показал, что значение показателя управляемости S_{ν} машины 2 с распределением касательных сил тяги между ведущими колесами простым симметричным дифференциальным приводом при выполнении маневра «переставка» в заданных условиях составляет 0,52.

Невысокое значение оценочного показателя S_v у машины 2 объясняется значительным запаздыванием ее реакции на производимые водителем управляющие действия рулевым колесом и поворот управляемых колес. Запаздывание обуславливается перекатыванием профилей эластичных шин и натягиванием их в боковом направлении, сопутствующими формированию определяемыми зависимостями (Б.3) боковых реакций колес P_{sir} и P_{sil} в условиях неустановившегося криволинейного движения колесной машины.

На рисунке 7.35 приведены зависимости кривизны K_r действительной траектории движения машины 1 и машины 2 при выполнении моделируемого маневра «переставка». Из рисунка 7.35 видно, что запаздывание реакции машины 2 проявляется в замедленном увеличении кривизны K_r действительной траектории движения при повороте рулевого и управляемых колес от нейтрального положения (при входе в поворот), а также в замедленном уменьшении кривизны K_r действительной траектории движения при повороте рулевого и управляемых колес от нейтрального положения (при входе в поворот), а также в замедленном уменьшении кривизны K_r действительной траектории движения машины при повороте рулевого колеса к нейтральному положению (при выходе из поворота).

Изменения касательных сил тяги на ведущих колесах машины 1 и машины 2 при выполнении маневра «переставка» приведены соответственно на рисунках 7.36 и 7.37.

Анализ зависимостей на рисунке 7.36 свидетельствует о том, что в соответствии с разработанным методом оптимизации распределения касательных сил тяги при криволинейном движении ведущими колесами реализуются различные по величине касательные силы тяги P_{kir} и P_{kil} , которые изменяются в зависимости от конструктивных параметров колесной машины и складывающихся условий эксплуатации. Причем касательные силы тяги изменяются на отдельных ведущих колесах индивидуально и в широком диапазоне значений. В зависимости от бокового ускорения машины и текущих значений углов поворота рулевого и управляемых колес касательные силы тяги изменяются от нулевых значений до значения, равного суммарной касательной силе тяги многоприводной машины или касательной силе тяги ведущего колеса, предельной по условиям сцепления с опорной поверхностью (7.69). Этим обосновывается целесообразность создания и применения в конструкции многоприводных машин ходовых систем с индивидуальными приводами ведущих колес.

В зависимости от конструктивных параметров и складывающихся условий эксплуатации суммарная касательная сила тяги машины 1 распределяется между всеми ведущими колесами или перераспределяется к одному из ведущих колес. В случае возможности достижения совмещения реализуемых кинематических параметров криволинейного движения машины 1 с параметрами, характерными колесной машине с нейтральной поворачиваемостью, суммарная касательная сила тяги машины 1 распределяется, как правило, между всеми ведущими колесами. Это объясняется тем, что в данном варианте задача условной однокритериальной оптимизации (7.71) имеет множество решений и максимальному значению критерия S_{ν} (7.64) соответствует множество распределений $\{P_{k1r}, P_{k1l}, \dots, P_{knr}, P_{knl}\}$ касательных сил тяги между ведущими колесами. При этом среди множества распределений $\{P_{k1r}, P_{k1l}, ..., P_{knr}, P_{knl}\}$, соответствующих максимальному значению критерия S_v (7.64), ведущими колесами реализуется $\{P_{k1r}^{S^*}, P_{k1l}^{S^*}, ..., P_{knr}^{S^*}, P_{knl}^{S^*}\}$ с наибольшим значением КПД распределение ходовой системы η_{rsa} (7.6).

При недостижимости совмещения реализуемых кинематических параметров криволинейного движения машины 1 с параметрами, характерными для колесной машины с нейтральной поворачиваемостью, дополнительная касательная сила тяги перераспределяется к ведущему колесу или нескольким ведущим колесам. В данном случае дополнительная касательная сила тяги перераспределяется к тем ведущим колесам, которые в плоскости опорной поверхности создают максимальный момент M_{yk} в направлении наилучшего приближения реализуемых кинематических параметров криволинейного движения машины 1 к параметрам, характерным колесной машине с нейтральной поворачиваемостью.

У машины 2 суммарная касательная сила тяги распределяется между ведущими колесами простым симметричным дифференциальным приводом. В силу незначительного трения в простых дифференциальных механизмах привода ведущих колес реализуемые ведущими колесами машины 2 касательные силы тяги отличаются друг от друга несущественно (см. рисунок 7.37).

Из рисунка 7.37 следует, что при прямолинейном движении внедорожной машины МЗКТ-79091 по грунтовой дороге удовлетворительного состояния касательные силы тяги ведущих колес соответствуют 2,52 кН. При криволинейном движении машины 2 в ходе выполнении маневра «переставка» касательные силы тяги ведущих колес изменяются синхронно. С увеличением кривизны *K_r* траектории движения касательные силы тяги ведущих колес увеличиваются. При выполнении правого и левого поворотов моделируемого маневра «переставка» значения касательных сил тяги ведущих колес возрастают соответственно до 3,74 и 3,6 кН.

Выполненные расчетные исследования позволили установить зависимость управляемости внедорожной машины МЗКТ-79091 от распределения касательных сил тяги между ведущими колесами и реализуемого этими силами тягового момента $M_{\nu k}$, которая представлена на рисунке 7.38.

Момент M_{yk} у машины 2 с симметричным распределением касательных сил тяги формируется за счет поворота водителем рулевого и ведущих колес управляемых мостов в направлении предполагаемого поворота машины и реализации последними подводимого к ним крутящего момента. Из рисунка 7.38 следует, что вследствие симметричного распределения касательных сил тяги и поворота ведущих колес первого и второго управляемых мостов момент M_{yk} имеет невысокие значения. Численные значения момента M_{yk} при выполнении маневра «переставка» ограничиваются величиной, равной 6,7 кН·м. Вследствие этого момент M_{yk} не оказывает существенного влияния на реализуемые кинематические параметры криволинейного движения и управляемость машины 2.

Реализация предложенного в данном разделе метода оптимизации способствует целенаправленному перераспределению касательных сил тяги между ведущими колесами машины 1 и созданию в плоскости опорной поверхности управляемого момента M_{yk} . В соответствии с разработанным методом направление действия и величина момента M_{yk} машины 1 соответствуют направлению и величине дополнительного момента, необходимого для точного совмещения реализуемых кинематических параметров криволинейного движения с параметрами, характерными криволинейному движению машины с нейтральной поворачиваемостью.

Исследования показали, что при криволинейном движении колесных машин возникают режимы, когда полное совмещение их кинематических параметров криволинейного движения с параметрами, характерными машине с нейтральной поворачиваемостью, посредством перераспределения касательных сил тяги между ведущими колесами недостижимо. Такие режимы возникают, как правило, при движении колесной машины со средними и высокими скоростями и управлении рулевым колесом с высокой скоростью поворота и большой амплитудой. При движении колесной машины с такими режимами, в соответствии с разработанным методом, перераспределением касательных сил тяги между ведущими колесами в плоскости опорной поверхности создается максимальный по величине момент рыскания, обеспечивающий наилучшее приближение кинематических параметров криволинейного движения к параметрам, характерным машине с нейтральной поворачиваемостью. В результате такого управления касательными силами тяги повышается динамическая чувствительность к рулевому управлению и улучшается управляемость колесной машины [128].

Расчетными исследованиями установлено, что разработанный метод оптимизации позволяет существенно повысить реализуемый касательными силами тяги $\{P_{k1r}, P_{k1l}, ..., P_{knr}, P_{knl}\}$ момент M_{yk} колесной машины по отношению к машине с симметричным распределением касательных сил тяги. Из рисунка 7.38 следует, что при выполнении маневра «переставка» максимальные значения момента M_{yk} машины 1 достигают величины, равной 53,3 кН·м, и превышают максимальные значения момента M_{yk} машины 2 в 7,96 раза. Таким образом, разработанный метод оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами создает в плоскости опорной поверхности момент M_{yk} , оказывающий значительное влияние на реализуемые параметры криволинейного движения и управляемость колесной машины.

Траектория криволинейного движения при моделировании выполнения машинами 1 и 2 маневра «переставка» со скоростью 8 м/с представлена на рисунке 7.39.

Из рисунка 7.39 видно, что машина 1 имеет лучшую способность к совершению внезапных объездных маневров и предотвращению ДТП, демонстрируя при выполнении маневра «переставка» величину бокового отклонения траектории на 11,2 % больше, чем машина 2. При этом разработанный метод оптимизации распределения касательных сил тяги позволяет улучшить управляемость машины 1, по сравнению с машиной 2 с симметричным распределением касательных сил тяги, на 14 % и повысить значение показателя S_v у машины 1 до 0,66 [129].

7.3.4 Перспективные характеристики энергосберегающих механических приводов ведущих колес.

Разработка перспективных характеристик энергосберегающих механических приводов ведущих колес базировалась на удовлетворении следующих основных требований [107], предъявляемых к приводам ведущих колес многоприводных машин:

 – для достижения наилучшей эффективности привод ведущих колес должен обеспечивать мобильность многоприводных машин, минимальные энергозатраты в вероятных условиях их эксплуатации;

- для предотвращения трудностей, связанных с движением много-

приводных, как правило, многоосных машин повышенных габаритных размеров в транспортном потоке по дорожной сети общего назначения, а также в местах погрузки и разгрузки, привод ведущих колес должен гарантировать необходимый уровень управляемости движения машины.

В качестве необходимых предпосылок для разработки перспективных характеристик энергосберегающих механических приводов ведущих колес использовались результаты исследований, приведенные в пункте 7.3.3:

– наиболее предпочтительным с позиции обеспечения минимальных энергозатрат многоприводных машин является блокированный привод, осуществляющий перераспределение дополнительных касательных сил тяги к ведущим колесам, находящимся в лучших дорожно-сцепных условиях, с предотвращением возникновения на ведущих колесах отрицательных значений касательных сил тяги;

 наиболее предпочтительным с позиции обеспечения управляемости многоприводных машин является простой дифференциальный привод ведущих колес, предотвращающий реализацию касательными силами тяги ведущих колес момента сопротивления повороту машины.

Исходные положения свидетельствуют о том, что предъявляемые к приводу ведущих колес многоприводных машин требования носят противоречивый характер и задачу синтеза перспективных характеристик механических приводов ведущих колес следует решать методом компромисса.

В целях обоснования перспективных характеристик механических приводов ведущих колес и совершенствования их дифференциальных механизмов анализировались условия их работы в составе многоприводных машин. Исследовалось влияние, оказываемое условиями эксплуатации многоприводных машин на работу привода ведущих колес.

Известно, что условия эксплуатации многоприводных машин отличаются широким разнообразием. В совокупность дорожных условий многоприводных машин входят дороги с твердым покрытием, булыжные, гравийные и щебеночные дороги, грунтовые дороги в различном состоянии, а также бездорожье, снежная целина и заболоченная местность [124].

На рисунке 7.40 представлены наиболее характерные значения крутящих моментов на корпусе межколесных дифференциалов ведущих мостов в зависимости от типа вероятных опорных поверхностей. Из рисунка 7.40 видно, что тяговый режим установившегося движения многоприводных машин по дорогам общего назначения характеризуется значениями крутящего момента на элементах привода ведущих колес и, в частности, на корпусе дифференциальных механизмов, не превышающими пороговой величины M_p . В то же время интенсивный разгон и движение многоприводных машин по грунтовым дорогам разбитым и в период распутицы, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности сопровождаются значениями крутящих моментов, превышающими данную пороговую величину M_p .



Рисунок 7.40 — Диаграмма значений крутящих моментов на корпусе дифференциальных механизмов привода ведущих колес многоприводной колесной машины в зависимости от типов и состояний опорных поверхностей

Данная особенность способствует осуществлению идентификации условий эксплуатации многоприводных машин в части режимов реализуемого движения, типа и состояний опорной поверхности под ведущими колесами. Идентификация и ее автоматизация представляются возможными в результате использования величины крутящего момента, передаваемого приводом ведущих колес, в качестве критерия условий эксплуатации.

Для оценки условий обеспечения мобильности многоприводных машин использовался критерий P_v [130], представляющий собой разность коэффициентов сцепления ведущих колес с опорной поверхностью ϕ_v и сопротивления качению колес f_v :

$$P_{v} = \varphi_{v} - f_{v} \,. \tag{7.73}$$

Вероятные значения критерия *P*_v приведены на рисунке 7.41.



328



· математическое ожидание; --- область значений с вероятностью 0,997

Рисунок 7.41 – Показатель проходимости многоприводной колесной машины в зависимости от величины крутящего момента на корпусе дифференциальных механизмов привода ведущих колес

Для определения оптимальной характеристики дифференциальных механизмов привода ведущих колес проводилась оптимизация показателей K_{lsd} их блокирующих свойств по критерию КПД ходовой системы в вероятных условиях эксплуатации многоприводных машин [131]. Для этого в соответствии с зависимостью (А.7) задавался закон изменения ускорения многоприводной машины в зависимости от скорости ее движения, моделировались случайные характеристики микро- и макропрофиля опорной поверхности, случайные значения коэффициентов сопротивления качению колес f_{ir} и f_{il} , коэффициентов сцепления φ_{ir} и φ_{il} ведущих колес с опорной поверхностью и характеристических коэффициентов k_{ir} и k_{il} из уравностью и характеристических коэффициентов k_{ir} и k_{il} из уравность

нения (Б.1) с учетом возможного совмещения и повторных проходов колес по одной колее.

Оптимизация показателя K_{lsd} блокирующих свойств [131] привода ведущих колес многоприводной машины по каждому типу вероятной опорной поверхности осуществлялась с использованием модифицированного критерия предельного оптимизма

$$K_{lsdd}^* = \overline{K}_{lsdd}^* + 3\overline{\sigma}_{lsdd}^* \,, \tag{7.74}$$

где
$$\overline{K}_{lsdd}^* = \max_{S_f} \left(\max_{t} \overline{K}_{lsd}^{tl} \right); \quad \overline{\sigma}_{lsdd}^* = \max_{S_f} \left(\max_{t} \sigma_{lsd}^{tl} \right);$$

 \bar{K}^{tl}_{lsdd} и σ^{tl}_{lsdd} – среднее значение оптимального показателя блокирующих свойств, полученное при моделировании 20 разгонов и движений с постоянной поступательной скоростью многоприводной машины в *d*-х вероятных дорожных условиях, и его среднеквадратическое отклонение;

S_f – количество состояний каждого типа дорог.

Физический смысл найденных таким образом значений показателя K^*_{lsdd} заключается в следующем. Дифференциальные механизмы с показателем блокирующих свойств, численно равным K^*_{lsdd} , позволяют реализовывать оптимальные по критерию КПД ходовой системы распределения касательных сил тяги между связываемыми ими ведущими колесами практически в полном соответствии (с вероятностью 0,997) со всеми сочетаниями дорожно-сцепных условий при движении многоприводной машины по d-типу вероятной опорной поверхности.

Полученные оптимальные значения K^*_{lsdd} (7.74) показателя блокирующих свойств привода колес ведущих мостов многоприводной машины в зависимости от величины крутящего момента M_0 на корпусе дифференциальных механизмов представлены на рисунке 7.42.



Рисунок 7.42 – Зависимость показателя K_{lsd}^* блокирующих свойств дифференциальных механизмов привода ведущих колес многоприводной колесной машины от величины крутящего момента на корпусе

Анализ результатов оптимизации K_{lsd} показал, что для различных типов и состояний дорожно-сцепных условий и режимов движения многоприводной машины показатель блокирующих свойств привода ведущих колес имеет различные по величине оптимальные значения [131]. Различия в оптимальных значениях K^*_{lsdd} показателя блокирующих свойств свидетельствуют о том, что для достижения минимальных энергозатрат требуется изменение характеристики привода ведущих колес в процессе движения многоприводной машины в зависимости от условий ее эксплуатации. Этим обосновывается перспективность создания «гибких» механических приводов ведущих колес многоприводных машин.

Совместный анализ условий эксплуатации, вероятных значений критерия P_v и оптимальных значений K^*_{lsdd} показателя блокирующих свойств позволил обосновать и в качестве компромиссного решения для механического привода колес ведущих мостов многоприводной машины предложить ступенчатую характеристику блокирующих свойств [131] в зависимости от величины крутящего момента на корпусе дифференциальных механизмов:

$$\begin{cases} K_{lsd} \to 0, \quad 0 \le M_0 < M_p; \\ K_{lsd} \to K_{lsd}^*, \quad M_p \le M_0 \le M_{0\text{max}}. \end{cases}$$
(7.75)

Графически ступенчатая характеристика блокирующих свойств дифференциальных механизмов привода ведущих колес многоприводных машин представлена на рисунке 7.43.



Рисунок 7.43 – Перспективная характеристика блокирующих свойств дифференциальных механизмов привода ведущих колес неуправляемых мостов многоприводных машин

Участок I ступенчатой характеристики соответствует движению многоприводной машины по твердым дорожным покрытиям и грунтовым поверхностям удовлетворительного состояния, на которых для обеспечения мобильности и минимальных энергозатрат от привода ведущих колес не требуется реализация высоких блокирующих свойств. В то же время для обеспечения высокой управляемости многоприводной машины наиболее предпочтительным является, и ступенчатая характеристика (7.75) на данном участке предусматривает, использование простого дифференциального привода ведущих колес.

Участок II ступенчатой характеристики соответствует тяжелым условиям эксплуатации многоприводной машины при ее интенсивных разгонах и движении по грунтовым поверхностям разбитым и в период распутицы, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности, характеризуемых значениями крутящего момента M_0 свыше M_p . На данном участке для обеспечения минимальных энергозатрат и удовлетворительной управляемости многоприводной машины требуется реализация оптимального значения показателя K_{lsd} блокирующих свойств, определяемого из выражения [131]

$$K_{lsd}^{*} = \bar{K}_{lsd}^{*} + 3\bar{\sigma}_{lsd}^{*}, \qquad (7.76)$$

где
$$\overline{K}_{lsd}^* = \sum_{f=1}^d \overline{K}_{lsdd}^* \cdot P_f$$
; $\overline{\sigma}_{lsd}^* = \sum_{f=1}^d \overline{\sigma}_{lsdd}^* \cdot P_f$;

d – число вероятных для эксплуатации многоприводной машины типов дорог, соответствующих тяжелым условиям эксплуатации;

P_f – вероятность движения колесной машины по дорогам различных типов и состояний, соответствующим тяжелым условиям эксплуатации.

Для обеспечения удовлетворительной управляемости многоприводной машины значение оценочного показателя S_v (7.64) при определении оптимального значения K^*_{lsd} показателя блокирующих свойств ограничивалось значением его пороговой величины S_{vl} , характеризующей неприемлемое ухудшение управляемости машины.

При разработке перспективных характеристик механических приводов ведущих колес следует учитывать, что при эксплуатации многоприводных машин в ряде случаев происходит вывешивание одного из ведущих колес управляемых мостов [83]. При распределении касательных сил тяги между ведущими колесами простыми дифференциальными механизмами вывешивание одного из ведущих колес ведет к потере многоприводной машиной способности к реализации какого-либо тягового усилия и может явиться причиной потери ее мобильности.

Во избежание потери мобильности многоприводной машины в случаях нормальной разгрузки и вывешивании одного из ведущих колес в диапазоне малых крутящих моментов M_0 на корпусе дифференциальных механизмов следует перераспределять дополнительную касательную силу тяги к опорным ведущим колесам управляемых мостов. С этой целью для привода ведущих колес управляемых мостов необходимо использовать особенности блокированного привода. При этом пороговое значение M_s крутящего момента M_0 для реализации блокированного привода и обеспечения мобильности многоприводной машины может быть определено по формуле [132]

$$M_s = \frac{m_v \cdot g \cdot f \cdot r_w^o}{n \cdot i_w}, \qquad (7.77)$$

где *i*_w – передаточное число колесной передачи.

В соответствии с изложенным перспективная характеристика механического привода ведущих колес управляемых мостов многоприводных машин может быть представлена в виде ступенчатой характеристики с тремя характерными участками в зависимости от величины крутящего момента на корпусе дифференциальных механизмов [131, 132]:

$$\begin{cases} K_{lsd} \rightarrow 1, \quad 0 \le M_0 < M_s; \\ K_{lsd} \rightarrow 0, \quad M_s \le M_0 < M_p; \\ K_{lsd} \rightarrow K_{lsd}^*, \quad M_p \le M_0 \le M_{0\max}. \end{cases}$$
(7.78)

Графически ступенчатая характеристика блокирующих свойств с тремя характерными участками (7.78) для дифференциальных механизмов привода ведущих колес управляемых мостов многоприводных машин представлена на рисунке 7.44.



Рисунок 7.44 — Перспективная характеристика блокирующих свойств дифференциальных механизмов привода ведущих колес управляемых мостов многоприводных машин

Таким образом, приведенные результаты исследований позволили обосновать перспективность создания «гибких» механических приводов ведущих колес с изменяющимися рабочими характеристиками в зависимости от условий эксплуатации многоприводных машин, а также перспективные направления развития дифференциальных механизмов для реализации «гибких» механических приводов ведущих колес в конструкции многоприводных машин.

Для практической реализации перспективных характеристик энергосберегающих механических приводов ведущих колес многоприводных машин требуется решение следующих научно-технических задач:

– разработка силовых приводов ведущих мостов, исключающих возникновение на ведущих колесах отрицательных значений касательных сил тяги;

 – разработка силовых приводов ведущих колес неуправляемых мостов со ступенчатой характеристикой блокирующих свойств с двумя характерными участками (7.75);

 – разработка силовых приводов ведущих колес управляемых мостов со ступенчатой характеристикой блокирующих свойств с тремя характерными участками (7.78);

 – разработка силовых приводов ведущих колес с электронными системами управления режимами работы их элементов в зависимости от складывающихся условий эксплуатации многоприводных машин.

7.3.5 Выводы.

Разработан метод количественной оценки энергозатрат многоприводных машин для общего случая криволинейного движения, отличающийся учетом отклонения направления действия касательной силы тяги ведущих колес от траектории их движения, задаваемой водителем поворотом рулевого колеса. Данный метод позволяет учитывать в комплексе влияние параметров как силового, так и рулевого приводов ведущих колес на энергетическую эффективность ходовых систем колесных машин. С использованием разработанного метода проведена оценка энергозатрат многоприводных машин на примере внедорожной машины M3KT-79091 с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами. Получены эмпирические зависимости КПД ходовой системы η_{rsa} внедорожной машины M3KT-79091 от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста при движении по разбитой грунтовой дороге.

Для объективной оценки управляемости колесных машин разработан количественный показатель S_{ν} , основанный на оценке отношения интеграла отклонения действительной кривизны траектории движения оцениваемой колесной машины от кривизны траектории движения колесной машины с нейтральной поворачиваемостью к интегралу кривизны траектории движения колесной машины с нейтральной поворачиваемостью. Выполнены исследования правомерности использования оценочного показателя S_{ν} в качестве критерия управляемости колесных машин. Установлена корреляционная связь разработанного оценочного показателя S_{ν} с общепринятыми показателями управляемости колесных машин. Показано, что оце

ночный показатель S_{ν} связан с боковым отклонением ΔY_{ν} и курсовым углом γ_{ν} между первоначальным направлением движения и продольной осью колесной машины в конце объездного маневра при моделировании выполнения внедорожной машиной МЗКТ-79091 маневра «переставка» соответственно с коэффициентами корреляции 0,976 и -0,932.

Разработан метод количественной оценки управляемости колесных машин, основанный на использовании оценочного показателя S_v в качестве критерия и учитывающий отклонение действительной кривизны траектории движения оцениваемой колесной машины от кривизны траектории движения колесной машины с нейтральной поворачиваемостью. Данный метод позволяет оценивать в комплексе как величину, так и скорость реакции колесной машины на управляющее воздействие водителя. С использованием разработанного метода выполнены исследования управляемости многоприводной машины на примере тракторного поезда. Получены эмпирические зависимости оценочного показателя S_v управляемости тракторного поезда в составе трактора «Беларус-1025» с колесной формулой 4 × 4 и двухосного прицепа 2ПТС-4 от параметров привода ведущих колес и различных эксплуатационных факторов при движении по полю, подготовленному под посев.

Разработан метод оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами с позиции обеспечения минимальных энергозатрат многоприводных машин, отличающийся учетом отклонения направления действия касательной силы тяги ведущих колес от траектории их движения, определяемой требуемым направлением передвижения грузов и/или пассажиров. С использованием данного метода проведена оптимизация распределения касательных сил тяги между ведущими колесами многоприводной машины на примере внедорожной машины M3КТ-79091 с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами. Получены зависимости оптимального распределения $\{P_{klr}^{\eta^*}, P_{kll}^{\eta^*}, ..., P_{knr}^{\eta^*}, P_{knl}^{\eta^*}\}$ касательных сил тяги между ведущими колесами внедорожной машины МЗКТ-79091 при выполнении маневра «переставка» на разбитой грунтовой дороге, обеспечивающие минимальные энергозатраты.

Анализ полученных зависимостей оптимального распределения $\{P_{k1r}^{n^*}, P_{k1l}^{n^*}, \dots, P_{knr}^{n^*}, P_{knl}^{n^*}\}$ касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами показал, что при прямолинейном движении многоприводных машин минимальные энергозатраты обеспечиваются равенством коэффициентов буксований их ведущих колес. При этом впервые отмечено, что в общем случае криволинейного движения многоприводных машин мини-

мальные энергозатраты достигаются при реализации их ведущими мостами и колесами разных по величине коэффициентов буксований, т. е. при раздельном буксовании ведущих мостов и колес. Численные значения коэффициентов буксований, соответствующие оптимальным распределениям касательных сил тяги, находятся в зависимости как от массогеометрических параметров самих колесных машин, характеристик системы «подвеска-колесо-грунт», параметров кинематики прямолинейного движения, так и от таких эксплуатационных факторов, как параметры кинематики криволинейного движения, управляющие действия водителя рулевым колесом.

Компьютерные исследования движения внедорожной машины M3KT-79091 при выполнении маневра «переставка» показали, что разработанный метод оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами позволяет снизить энергозатраты по сравнению с машинами с такими же массогеометрическими параметрами, но простым симметричным дифференциальным приводом ведущих мостов и колес и приводом, обеспечивающим реализацию равных коэффициентов буксований ведущих колес.

Разработан метод оптимизации распределения касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами с позиции обеспечения наилучшей управляемости многоприводных колесных машин, отличающийся учетом отклонения действительной кривизны траектории движения колесной машины от кривизны траектории движения колесной машины с нейтральной поворачиваемостью. С использованием данного метода проведена оптимизация распределения касательных сил тяги между ведущими колесами многоприводной машины на примере внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами. Получены зависимости оптимального распределения $\left\{P_{k1r}^{S^*}, P_{k1l}^{S^*}, \dots, P_{knr}^{S^*}, P_{knl}^{S^*}\right\}$ касательных сил тяги между ведущими колесами внедорожной машины МЗКТ-79091 при выполнении маневра «переставка» на грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния со скоростью 8 м/с, обеспечивающие наилучшую управляемость. Показано, что разработанный позволяет улучшить управляемость внедорожной метод машины МЗКТ-79091 на 14 % по сравнению с машиной с такими же массогеометрическими параметрами, но с распределением касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами простым симметричным дифференциальным приводом.

Анализ полученных зависимостей оптимального распределения $\{P_{k1r}^{\eta^*}, P_{k1l}^{\eta^*}, ..., P_{knr}^{\eta^*}, P_{knl}^{\eta^*}\}$ и $\{P_{k1r}^{S^*}, P_{k1l}^{S^*}, ..., P_{knr}^{S^*}, P_{knl}^{S^*}\}$ касательных сил тяги между

ведущими мостами и колесами многоприводных машин показал, что минимальные энергозатраты и наилучшая управляемость достигаются раздельным изменением коэффициентов буксований ведущих колес в процессе движения в широком диапазоне значений в зависимости от складывающихся условий эксплуатации. Характер и диапазон изменений зависимостей оптимального распределения касательных сил тяги обосновывают перспективность создания принципиально новых ходовых систем с индивидуальными приводами ведущих мостов и колес в зависимости от конструктивных параметров колесной машины и складывающихся в каждый момент движения эксплуатационных условий.

На основании анализа условий эксплуатации и оптимизации показателя K_{lsd} блокирующих свойств при моделировании движения в вероятных дорожно-сцепных условиях многоприводных машин обоснована перспективность применения «гибкого» механического привода ведущих колес с изменяющейся рабочей характеристикой в зависимости от величины передаваемого силовым приводом крутящего момента. Обоснованы перспективные характеристики энергосберегающих механических приводов ведущих мостов и колес для практической реализации в конструкции многоприводных колесных машин.

7.4 Электронизация управления силовым приводом ведущих колес

В данном разделе приводятся результаты решения научнотехнических задач по созданию и обеспечению эффективной работы электронных систем управления силовым приводом ведущих колес для регулирования касательных сил тяги ведущих колес многоприводных машин:

 – анализа систем автоматизированного управления силовым приводом ведущих колес, применяемых отечественными и зарубежными производителями колесных машин;

 – разработки способов автоматизированного управления силовым приводом ведущих колес, обеспечивающих снижение энергозатрат, повышение ОП и ТСС и сохранение удовлетворительной управляемости многоприводных машин;

 – синтеза принципиальных схем электронных систем для практической реализации разработанных способов автоматизированного управления приводом ведущих колес многоприводных машин;

 – экспериментальной оценки правомерности разработанных теоретических положений посредством разработки, изготовления, проведения стендовых и дорожных испытаний экспериментального образца электронной системы управления приводом ведущих колес внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8 × 8.

7.4.1 Анализ применяемых систем автоматизированного управления силовым приводом ведущих колес.

В Республике Беларусь система автоматизированного управления силовым приводом ведущих колес разработана и применяется ОАО «МТЗ» в конструкции универсально-пропашных тракторов «Беларус» [107].

Применяемая ОАО «МТЗ» электрогидравлическая система автоматизированного управления силовым приводом ведущих колес (рисунок 7.45) предназначена для управления блокировкой дифференциала (БД) заднего ведущего моста и приводом переднего ведущего моста (ПВМ) и работает в сочетании с дифференциалом повышенного трения ПВМ тракторов «Беларус» [133].



1 – панель управления; 2 – блок предохранителей; 3 – блок пусковых реле; 4 – штепсельный разъем; 5 – датчик реверса; 6 – электрогидрораспределитель управления БД; 7 – датчик автоматического включения привода ПВМ; 8 – гидрораспределитель управления приводом ПВМ; 9 – соединительные кабели; 10, 11 – датчики угла поворота направляющих колес; 12 – соединительные колодки; 13 – датчики включенного состояния рабочих тормозов; 14,16, 20 – сигнализаторы; 15 – переключатель управления приводом ПВМ; 17 – переключатель управления БД; 18 – переключатель переднего вала отбора мощности; 19 – включатель звукового сигнала

Рисунок 7.45 – Система автоматического управления БД заднего ведущего моста и приводом ПВМ тракторов «Беларус» производства ОАО «МТЗ» [133]

Многодисковая гидроуправляемая муфта блокировки дифференциала 2 заднего моста (рисунок 7.46) расположена в кожухе 1, который через кожух правого тормоза 11 и стакан подшипников 12 прикреплен болтами 16 к корпусу заднего моста.



ножух; 2 – муфта блокировки; 3 – переходник; 4 – крышка диафрагмы; 5 – нажимной диск;
6 – диафрагма; 7 – отжимной диск; 8 – промежуточный диск; 9 – корпус муфты; 10, 15 – диски тормозные;
11 – кожух правого тормоза; 12 – стакан подшипников; 13 – вал блокировки; 14 – крестовина дифференциала;
16 – болт

Рисунок 7.46 – Муфта блокировки дифференциала заднего ведущего моста тракторов «Беларус» [133]

Муфта состоит из вала 13, соединенного посредством шлицев с крестовиной дифференциала 14, корпуса 9, нажимного диска 5, отжимного диска 7, диафрагмы 6, крышки 4, переходника 3 и дисков 10, 15, посаженных на шлицах правой ведущей шестерни конечной передачи.

При подводе масла от гидросистемы управления АБД под давлением в рабочую полость А диафрагма 6 с нажимным диском 5 перемещаются и прижимают диски 10, 15 к опорным поверхностям корпуса 9, промежуточного диска 8 и отжимного диска 7, блокируя дифференциал (крестовину дифференциала с правой полуосевой шестерней). При соединении полости А со сливом дифференциал разблокируется. Нормальное положение муфты блокировки – выключенное.

Система управления БД заднего моста состоит из панели управления 1, расположенной в кабине трактора справа от водителя, датчика 10 угла поворота управляемых колес, установленного на ПВМ с левой стороны, двух датчиков 13 включенного состояния рабочих тормозов, расположенных под тормозными педалями электрогидрораспределителя 6, установленного на правой крышке КП и гидравлически связанного с фрикционной муфтой БД заднего моста, соединительных кабелей 9 с разъемом 4 и колодками 12 (см. рисунок 7.45). Система запитана от бортовой электросети через блок предохранителей 2. Питание системы осуществляется после запуска дизеля от блока пусковых реле 3.

На панели 1 расположены клавишный переключатель 17 управления БД заднего моста и сигнализатор 16 включенного состояния БД заднего моста. Переключатель 17 имеет три положения: «Блокировка автоматическая» (верхнее фиксированное); «Блокировка принудительная» (нижнее нефиксированное); «Блокировка выключена» (среднее фиксированное).

В положении переключателя 17 «Блокировка выключена» к электрогидрораспределителю 6 не подается питание, муфта БД заднего моста сообщена со сливом и дифференциал заднего моста разблокирован.

В положении переключателя 17 «Блокировка автоматическая» (при выполнении работ со значительным относительным буксованием задних колес) включается электрогидрораспределитель 6, который направляет поток масла под давлением к муфте БД заднего моста и блокирует дифференциал. Разблокирование дифференциала будет происходить автоматически при повороте направляющих колес на угол более 0,227 рад в любую сторону или при включении одного или обоих рабочих тормозов.

При необходимости кратковременного блокирования задних колес, в том числе и при повороте, нажимается нижняя часть клавиши 17 в положение «Блокировка принудительная» и удерживается в этом положении. При отпускании клавиши происходит разблокирование («Блокировка выключена»).

Привод ПВМ тракторов «Беларус» (рисунок 7.47) предназначен для передачи крутящего момента от вторичного вала коробки передач через шестерню привода синхронного ВОМ, многодисковую фрикционную гидроуправляемую муфту, торсион и карданный вал к ПВМ.

Включение (отключение) привода ПВМ осуществляется с помощью гидроподжимной муфты по сигналу датчика, воздействие на который производится с помощью механизма свободного хода в зависимости от буксования задних колес. Привод ПВМ расположен в корпусе КП с правой стороны по ходу трактора; при этом торсионный вал проходит через корпус муфты сцепления. Опора скользящей вилки карданного вала установлена в корпусе муфты сцепления.

Привод состоит из следующих основных узлов и деталей. Вал 6 смон-

тирован в корпусе КП на шариковых подшипниках. На валу свободно вращается (при выключенной муфте) шестерня 1, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней привода синхронного BOM; при включенной муфте шестерня соединяется пакетом фрикционных дисков с барабаном 3 гидроподжимной муфты, диски сжимаются поршнем 2 под действием давления масла. Барабан и кулачковая полумуфта 4 механизма свободного хода установлены на шлицах вала 6, при этом шлицевое соединение позволяет барабану проворачиваться относительно вала на 0,785 рад. Полумуфта постоянно поджата к кулачкам барабана пружиной 5 и имеет возможность перемещаться в осевом направлении, воздействуя на толкатель 13 датчика автоматического включения привода (см. рисунок 7.45 поз. 7). Торсион 8 соединяет вал 6 через шлицевую втулку 7 со скользящей вилкой карданного вала.



шестерня; 2 – поршень; 3 – барабан; 4 – кулачковая полумуфта; 5 – пружина; 6 – вал;
7 – шлицевая втулка; 8 – торсион; 9 – вилка карданного вала; 10 – скоба; 11 – щиток; 12 – электрогидрораспределитель; 13 – толкатель; 14 – выключатель; 15 – пробка

Рисунок 7.47 – Привод ПВМ тракторов «Беларус» [133]

При движении трактора вперед без буксования вал 6 (см. рисунок 7.47), связанный с колесами ПВМ, имеет частоту вращения, большую, чем шестерня 1, и барабан 3 поворачивается относительно вала. Кулачки барабана 3 перемещают полумуфту по шлицам вала в осевом направлении, сжимая пружину 5. При этом контакты выключателя 14 датчика автоматического включения привода разомкнуты и электромагнит гидрораспределителя 10 обесточен, давление в бустере фрикционной муфты отсутствует.

При буксовании задних колес более установленного значения частота вращения вала 6 снижается настолько, что барабан 3 проворачивается в обратном направлении и пружина 5 возвращает полумуфту 4 в исходное положение. Полумуфта конусной частью перемещает толкатель 13, выключатель 14 замыкает электроцепь электромагнита распределителя 10, масло под давлением подается в бустер муфты, перемещая поршень 2. При этом пакет дисков сжимается, блокируя шестерню 1 с барабаном 3 и обеспечивая передачу крутящего момента.

При принудительном включении ПВМ масло в бустер муфты подается независимо от буксования задних колес. При отключении ПВМ распределитель перекрывает канал нагнетания, а масло из бустера муфты направляется на слив.

Для проверки давления в бустере муфты привода имеется диагностическое отверстие, заглушенное пробкой 15. Выключатель 14 и электрогидрораспределитель 12 ограждены скобой 10 и щитком 11.

Система управления приводом ПВМ включает в себя панель 1, датчик 11 угла поворота управляемых колес, установленный на ПВМ справа, датчик 5 реверса, расположенный на КП слева, два датчика 13 включения рабочих тормозов, датчик 7 автоматического включения привода ПВМ, электрораспределитель 8, расположенный на крышке КП справа, электрические кабели 9, разъем 4 и колодки 12 (см. рисунок 7.45).

Датчик 7 автоматического включения состоит из толкателя 13, направляющей и выключателя 14 (см. рисунок 7.47).

Клавишный переключатель 15 управления приводом ПВМ и сигнализатор 14 включенного состояния привода расположены на панели 1. Переключатель 15 имеет три положения: «Автоматическое управление ПВМ» (верхнее фиксированное); «ПВМ включен принудительно» (нижнее фиксированное); «ПВМ выключен» (среднее фиксированное).

В положении переключателя 15 «ПВМ выключен» к электрогидрораспределителю 8 не подается питание, муфта привода ПВМ сообщена со сливом и привод ПВМ выключен.

В положении переключателя 15 «Автоматическое управление ПВМ» привод ПВМ автоматически включается при движении передним ходом с помощью датчика 7, подающего сигнал включения в зависимости от буксования к соленоиду электрогидрораспределителя 8, направляющего поток масла под давлением к муфте привода ПВМ. Автоматическое выключение привода ПВМ происходит при повороте передних управляемых колес на угол более 0,436 рад в любую сторону. Сигнал выключения подается от датчика 11.

При установке переключателя 15 в положение «ПВМ включен принудительно» привод ПВМ включен принудительно как на переднем, так и на заднем ходу независимо от углов поворота передних управляемых колес и буксования.

Из всего многообразия систем автоматизированного управления приводом ведущих колес разработки ведущих зарубежных производителей в качестве примера рассмотрим конструкцию типовой электронной системы «Авто-Лок», разработанной компанией «Интернешил» для многоприводных машин [134].

Электронная система «Авто-Лок» компании «Интернешил» предназначена для исключения пробуксовки колес отдельных мостов грузовых колесных машин при плохих погодных и неблагоприятных сцепных условиях путем применения в схеме привода машины автоматической блокировки межосевого дифференциала с электронным управлением. В систему «Авто-Лок» входят электроиндукционные датчики проходного 2 и заднего 3 мостов, управляющее устройство – электронный блок 1 с соленоидом, связанным с блокировочной муфтой (рисунок 7.48). Датчики системы контролируют частоту вращения коробки межосевого дифференциала 4 и ведущей шестерни 5 проходного моста. При обнаружении электронным управляющим устройством определенной разности частот вращения между двумя мостами к блокировочной муфте через соленоид поступает сигнал на ее включение. Включение блокировки контролируется и сигнализируется индикаторной лампочкой на приборной панели водителя. Выключение блокировки дифференциала осуществляется управляющим устройством по истечении определенного промежутка времени. Если при этом колеса мостов снова начинают вращаться с разной частотой, процесс включения блокировки моста повторяется.



 ЭБУ; 2 – электроиндукционный датчик проходного моста; 3 – электроиндукционный датчик заднего моста; 4 – корпус межосевого дифференциала; 5 – ведущая шестерня проходного моста

Рисунок 7.48 – Схема бортовой системы управления межосевым дифференциалом «Авто-Лок» фирмы «Интернешнл» для многоприводных машин [134]

Компания сообщает, что ведущие мосты с системой «Авто-Лок» целесообразно применять на самосвалах, автомобилях коммунального хозяйства (мусоровозах, поливочных машинах), магистральных грузовиках. Система «Авто-Лок» особенно хорошо зарекомендовала себя в условиях заснеженных, обледенелых и горных дорог.

Применительно к многоприводным машинам австрийской компанией «Штайер-Даймлер-Пух» разработана электронная система ADM (Automatic Drivetrain Management) (рисунок 7.49), основные элементы которой показаны на рисунках 7.50–7.52 [135].



Рисунок 7.49 – Внедорожная машина с колесной формулой 6х6 с системой ADM управления приводами колес производства компании «Штайер-Даймлер-Пух» [135]



Рисунок 7.50 – Электронный блок управления (ЭБУ) системы ADM



Рисунок 7.51 – Муфта блокировки системы ADM



Рисунок 7.52 - Датчики системы ADM

ЭБУ системы ADM оценивает скорости вращения выходных звеньев раздаточной коробки, одно их которых в нормальном режиме (6 \times 4) связано с передними ведомыми колесами, а второе приводит в действие ведущие колеса задней тележки. В случае движения машины по опорной поверхности с нестабильными сцепными условиями возрастают буксование и скорость вращения ведущих колес, что, соответственно, вызывает увеличение скорости вращения привода задней тележки. Как только рассогласование скоростей вращения выходных звеньев раздаточной коробки превысит заданное пороговое значение, ЭБУ вырабатывает управляющий сигнал на блокирование кулачковой муфты и обеспечивается жесткое подключение переднего моста. В результате реализуется полноприводный режим колесного движителя (6 × 6), и тяговое усилие машины за счет дополнительного использования сцепного веса и сцепления ведущих колес переднего моста повышается. По истечении определенного промежутка времени происходит разблокирование кулачковой муфты. При этом, если участок опорной поверхности с нестабильными сцепными условиями машиной не пройден, процесс подключения переднего моста возобновляется [136].

Австрийской компанией «Штайер-Даймлер-Пух» создана электронная система управления дифференциалами привода ведущих колес для применения на легковых автомобилях «Мерседес-Бенц» под названием 4-MATIC [137].

Принципиальная кинематическая и электрическая схемы 4-МАТІС показаны на рисунке 7.53. Система имеет четыре рабочих уровня: нулевой, первый, второй, третий. Быстродействие системы составляет около 200 мс.



1 – двигатель; 2 – дифференциал переднего моста; 3 – межосевой дифференциал; 4 – дифференциал заднего моста; 5, 6, 7, 8 – датчики частоты вращения колес; 9 – электронный блок управления;
10, 11 – индикаторы; 12 – рулевое колесо; 13 – датчик поворота рулевого колеса

Рисунок 7.53 – Кинематическая и структурная схемы системы 4-МАТІС управления приводами колес компании «Штайер-Даймлер-Пух» для легковых автомобилей [138]

При нулевом рабочем уровне крутящий момент подводится к колесам заднего моста. Как только сцепление ведущих колес становится недостаточным и возникает вероятность нарушения устойчивости движения машины, система включает передний мост. Происходит переход на первый рабочий уровень. Распределение крутящего момента по колесам осуществляет полный дифференциальный привод. Если устойчивость движения не восстанавливается, то автоматически блокируется межосевой дифференциал. Наступает второй рабочий уровень. Переход на третий рабочий уровень происходит тогда, когда на втором рабочем уровне не обеспечивается улучшение режима движения машины. Переходы на рабочие уровни не сопровождаются скачками величины крутящего момента.

Система 4-МАТІС работает по жестким алгоритмам, обрабатывая сигналы датчиков и формируя сигналы управления. Анализ сигналов с датчиков происходит по следующим критериям: проскальзыванию ведущих колес; углу поворота кузова машины; скорости и ускорению при разгоне машины. Проскальзывание определяется по частоте вращения колес. В алгоритме для анализа этих сигналов предусмотрена корректировка по углу поворота кузова. Момент превышения предельной величины проскальзывания для установленной скорости движения машины есть сигнал к переходу на более высокий уровень. Установлен промежуток времени, в течение которого проскальзывание колес должно уменьшиться до заданной величины. Если этого не происходит, осуществляется переход на режим работы следующего уровня. В противном случае система возвращает трансмиссию к режиму работы предыдущего уровня. Когда после перехода на последующий уровень и возвращения на текущий менее чем через 2 с снова наступает последующий уровень, временной период фиксации уровня ступенчато возрастает. В системе имеется три временных ступени: 0,7; 2,5 и 7,5 с. В алгоритме предусмотрены ограничения: блокировка межколесного дифференциала не включается при скорости более 10,6 м/с и если средняя частота вращения передних колес меньше задних.

В режиме торможения система автоматически переходит на нулевой рабочий уровень и становится совместимой с работой системы АБС.

Система реагирует на скорость движения машины. При уменьшении скорости движения до 1,4 м/с включается первый рабочий уровень. Этот режим сохраняется, пока скорость не увеличится до 5,6 м/с. Система может вернуться на нулевой уровень, если не достигнуты установленные значения по другим критериям. Поэтому трогание машины с места всегда происходит при включенном полном приводе. Первый рабочий уровень всегда включается при скорости движения больше 10,6 м/с. При скорости машины менее 5,6 м/с и наличии проскальзывания задних колес включается третий рабочий уровень сразу.

Действительное ускорение машины при разгоне сравнивается с заданным, величина которого равна $0,5 \text{ м/c}^2$. Действительное ускорение получается дифференцированием частот вращения колес. При превышении действительного ускорения заданной величины невозможен возврат системы с первого рабочего уровня на нулевой. В связи с этим интенсивный разгон машины независимо от скорости движения осуществляется с полным приводом.

В случае неудачного трогания с места происходит принудительная фиксация третьего рабочего уровня в течение 7,6 с. При нажатии на педаль тормоза эта фиксация снимается [138].

Анализ схем и алгоритмов работы других систем автоматизированного управления силовым приводом ведущих колес [107, 134, 61, 139] показал, что широкое распространение в конструкции колесных машин получили противобуксовочные системы (ПБС) с управлением режимами работы тормозов [140] ведущих колес. Вместе с тем проведенные испытания свидетельствуют, что ПБС с управлением тормозами не может работать длительное время из-за перегрева и интенсивного износа тормозных накладок [142]. Невозможность длительной работы ограничивает область применение ПБС с управлением тормозами в основном только магистральными машинами.

Таким образом, следует отметить, что среди отечественных производителей колесных машин система автоматизированного управления приводом ведущих колес применяется только OAO «МТЗ» в конструкции универсально-пропашных тракторов «Беларус» с колесной формулой 4 × 4. При этом данная система является электрогидравлической и предназначена для управления БД заднего моста и приводом ПВМ. Работа системы управления приводом ПВМ основана на обеспечении включения блокированного («жесткого») привода ПВМ при достижении буксования колес заднего моста заданной пороговой величины и качения ведущих колес переднего и заднего мостов с различными коэффициентами буксования. Последнее, как известно, является причиной увеличения энергетических затрат на осуществление движения колесных машин.

Бортовые электронные системы управления приводом ведущих колес отечественными предприятиями не производятся.

Для снижения энергозатрат колесных машин у ведущих мировых производителей колесных машин широкое распространение находят бортовые электронные системы управления силовым приводом и тормозными механизмами ведущих колес. Особенности конструкции и эксплуатации многоприводных машин из всего многообразия электронных систем в целях снижения энергозатрат и повышения эксплуатационных свойств обуславливают применение бортовых электронных систем, выполненных на основе управления дифференциальными механизмами привода ведущих колес.

7.4.2 Управление силовым приводом ведущих колес.

Целью данного подраздела является разработка способов автоматизированного управления силовым приводом ведущих колес для регулирования касательных сил тяги, обеспечивающих снижение энергозатат, повышение уровня реализации ОП и ТСС и сохранение удовлетворительного уровня управляемости многоприводных машин.

7.4.2.1 Способ превентивного управления силовым приводом ведущих колес. Одной из характерных особенностей многоприводных, как правило, внедорожных колесных машин является движение колес второго и последующих ведущих мостов по колее первого ведущего моста. При прямолинейном движении многоприводной машины происходит практически полное совпадение траектории движения колес второго и последующих мостов с траекторией движения колес первого моста. При криволинейном движении наблюдается некоторое отклонение траектории движения колес второго и последующих ведущих мостов от траектории движения колес первого ведущего моста, которое возрастает с увеличением кривизны траектории движения колесной машины [101].

Данная особенность положена в основу разработанного способа превентивного управления силовым приводом ведущих колес многоприводных машин [142]. Способ направлен на решение задачи снижения энергозатрат и повышения эффективности ходовых систем за счет упреждающего изменения режимов работы дифференциалов и придания приводу ведущих колес характеристики, оптимальной для текущих дорожно-сцепных условий под ведущими колесами в каждый момент движения колесной машины.

В качестве исходной информации для превентивного управления силовым приводом ведущих колес служат данные о состоянии дорожносцепных условий под ведущими колесами машины в пятнах контакта этих колес с опорной поверхностью. Источником исходной информации о состоянии дорожно-сцепных условий под ведущими колесами в направлении движения многоприводной машины является результат логической обработки сигналов датчиков скоростей вращения ведущих колес, сигналов датчиков блокировки и управляющих сигналов на блокировку межколесных и межосевых дифференциалов первых ведущих мостов и тележек. В качестве характерного признака наличия участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями под ведущими колесами принимается выдача электронным блоком управления сигнала на блокирование дифференциала при достижении рассогласований (отношения, разности) скоростей вращения ведущих колес заданной пороговой величины. Анализ мест установки и режимов работы дифференциалов первых ведущих мостов и тележек, управляемых в автоматическом режиме, свидетельствует о наличии и размерах участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями в направлении траектории качения ковторых последующих ведущих лес И И мостов тележек многоприводной машины [142].

Так, блокирование межколесного дифференциала первого ведущего моста в автоматическом режиме работы является следствием достижения рассогласования скоростей вращения колес пороговой величины. Это свидетельствует о наличии участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями под одним колесом первого ведущего моста и необходимости упреждающего блокирования межколесных дифференциалов второго и последующих ведущих мостов (рисунок 7.54). В свою очередь, блокирование межосевого дифференциала первой тележки говорит о наличии участка опорной поверхности с нестабильными дорожносцепными условиями под колесами разных бортов отдельного ведущего моста и необходимости превентивного блокирования межосевых дифференциалов второй и последующих тележек.





 – участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями;

- силовой привод ведущих колес;



- управляемый дифференциал силового привода ведущих колес

а – участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями под одним колесом ведущего моста; б – участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями под колесами разных бортов отдельного ведущего моста; в – участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями под колесами разных бортов ведущей тележки

Рисунок 7.54 — Классификация размеров участков опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями

На основании изложенного разработан способ превентивного управления силовым приводом ведущих колес многоприводной колесной машины [143], заключающийся в блокировании межколесных и межосевых дифференциалов на определенные промежутки времени при достижении рассогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес значений пороговых величин, межколесных и межосевых дифференциалов второго и последующих ведущих мостов и тележек также при блокировании соответствующих дифференциалов первых ведущих моста и тележки одновременно или по истечении некоторых промежутков времени, не пре-
вышающих отношения расстояния от первого ведущего моста до соответствующих второго или последующих ведущих мостов к скорости движения многоприводной машины, и последующем их разблокировании.

Правомерность и эффективность разработанного способа превентивного управления дифференциалами привода ведущих колес в рамках данного раздела оценивалась методом компьютерного моделирования движения многоприводной машины, близкой по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к внедорожной машине M3KT-79091 с колесной формулой 8×8 полной массой 43,5 т с двумя передними управляемыми мостами и шинами $1500 \times 600-635$. Моделирование движения осуществлялось на наиболее вероятной для эксплуатации полноприводных машин грунтовой опорной поверхности в удовлетворительном состоянии с коэффициентом сцепления ведущих колес с опорной поверхностью 0,6 и коэффициентом сопротивления качению колес 0,03 со скоростью 1 м/с.

В качестве участка опорной поверхности с нестабильными дорожносцепными условиями принимался участок опорной поверхности с переменным коэффициентом сцепления ведущих колес с опорной поверхностью, значения которого изменялись в диапазоне от 0,1 до 0,6. Участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями принимался расположенным под колесами одного борта, а его размеры в направлении движения колесной машины – меньшими, чем минимальное расстояние между ведущими мостами внедорожной машины M3KT-79091. Последнее соответствует расстоянию между первым и вторым мостами и третьим и четвертым мостами внедорожной машины M3KT-79091 и равняется значению 2,2 м [115].

Изменение коэффициента сцепления ведущих колес с опорной поверхностью ф на участке с нестабильными дорожно-сцепными условиями моделировалось с использованием нелинейной зависимости следующего вида [142]:

$$\varphi = \varphi_0 - \Delta \varphi \cdot \sin^2 \left(T \cdot t \right), \tag{7.79}$$

где ϕ_0 – среднее значение коэффициента сцепления ведущих колес с грунтовой опорной поверхностью удовлетворительного состояния;

Δφ – величина изменения коэффициента сцепления ведущих колес с опорной поверхностью;

T – параметр, характеризующий размер участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, с⁻¹; *t* – время движения колесной машины по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, с.

Для сравнительной оценки эффективности разработанного способа превентивного управления дифференциалами ведущих колес осуществлялось моделирование движения трех колесных машин с одними и теми же массовыми, геометрическими и другими параметрами, близкими к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79091 с простым симметричным приводом ведущих колес, но с различными способами управления им. В машине 1 моделировался простой симметричный дифференциальный привод ведущих колес; в машине 2 – простой симметричный дифференциальный привод ведущих колес с управлением в соответствии со способом [144], принятым в качестве прототипа и заключающимся в блокировании межколесных и межосевых дифференциалов на определенные промежутки времени при достижении рассогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес значений пороговых величин и последующем их разблокировании. В машине 3 моделировался простой симметричный дифференциальный привод ведущих колес с управлением в соответствии с разработанным способом превентивного управления. Блокирование дифференциалов у машин 2 и 3 в соответствии с принятыми способами управления силовым приводом ведущих колес моделировалось при достижении отношения коэффициентов буксования ведущих колес пороговой величины, численно равной 4,62.

Промежутки времени *t_i* для блокирования дифференциалов второго, третьего и четвертого ведущих мостов у машины 3 после блокирования дифференциала первого ведущего моста при управлении силовым приводом ведущих колес в соответствии с разработанным способом определялись по формуле [142]

$$t_i = \frac{l_i - 2}{v},$$
 (7.80)

где l_i – расстояние от первого моста до *i*-го (второго, третьего и четвертого) моста внедорожной машины МЗКТ-79091, м;

v – текущая скорость поступательного движения внедорожной машины M3KT-79091, м/с.

Результаты расчетных исследований приведены в виде графических зависимостей на рисунках 7.55–7.60.



Рисунок 7.55 - Зависимости коэффициентов буксований ведущих колес машины 1 от времени движения



Рисунок 7.56 - Зависимости коэффициентов буксований ведущих колес машины 2 от времени движения



Рисунок 7.57 – Зависимости коэффициентов буксований ведущих колес машины 3 от времени движения



Рисунок 7.58 – Зависимость показателя эффективности ходовых систем машины 1 от времени движения



Рисунок 7.59 – Зависимость показателя эффективности ходовых систем машины 2 от времени движения



Рисунок 7.60 – Зависимость показателя эффективности ходовых систем машины 3 от времени движения

Буксование ведущих колес. Анализ зависимостей на рисунке 7.55 показывает, что при движении многоприводной машины 1 с простым симметричным дифференциальным приводом ведущих колес по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями происходит раздельное буксование ведущих колес. Значения коэффициентов s_{δ} буксования ведущих колес машины 1 изменяются со значений, равных 0,0124–0,0134 при движении по грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния, до значений 0,099–0,1096 при прохождении участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. Наибольшее увеличение значений коэффициентов s_{δ} буксования соответствует колесам первого и второго ведущих мостов с меньшей нормальной нагрузкой.

Изменения коэффициентов s₈ буксований ведущих колес машины 2 показаны на рисунке 7.56. Из рисунка 7.56 следует, что раздельное буксование ведущих колес у многоприводной колесной машины с управлением дифференциалами в соответствии со способом [144] ограничивается принятым значением пороговой величины отношения буксований ведущих колес.

При достижении пороговых значений рассогласований скоростей вращения колес ведущих мостов происходит блокирование межколесного дифференциального привода и реализация в дальнейшем в течение заданных промежутков времени блокированного привода ведущих колес. При этом значения коэффициентов s_{δ} буксования ведущих колес, движущихся по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, увеличиваются более чем на 0,048 и достигают диапазона 0,06–0,062. В результате блокирования межколесного привода устраняется раздельное буксование колес, что положительным образом сказывается на снижении энергозатрат и повышении ОП и ТСС колесной машины.

Зависимости на рисунке 7.57 свидетельствуют о том, что у машины 3 с управлением дифференциалами в соответствии с разработанным способом раздельное буксование реализуется при прохождении участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями только ведущими колесами первого моста. При достижении рассогласования отношения коэффициентов s_{δ} буксований ведущих колес пороговой величины происходит блокирование привода колес первого ведущего моста и ограничение увеличения коэффициентов буксования ведущих колес свыше диапазона значений 0,06–0,062. При этом по истечении промежутков времени, не превышающих отношения расстояния от первого ведущего моста до соответствующих второго или последующих ведущих мостов к скорости движения колесной машины, также осуществляется блокирование дифференциалов второго и последующих ведущих мостов.

В результате практической реализации разработанного способа осуществляется превентивное управление приводом ведущих колес и преодоление многоприводной машиной участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями от его начала до конца происходит с блокированным приводом колес второго и последующих ведущих мостов. При этом полностью устраняется раздельное буксование колес второго, третьего и четвертого ведущих мостов. Изменение коэффициентов s_{δ} буксований колес второго, третьего и четвертого ведущих мостов машины 3 происходит синхронно. При прохождении участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями они ограничиваются диапазоном значений 0,0217–0,0235, определяемым текущими значениями соответствующих параметров дорожно-сцепных условий под ведущими колесами.

Эффективность ходовой системы. Анализ зависимости на рисунке 7.58 показывает, что у машины 1 с простым симметричным дифференциальным приводом ведущих колес показатель $\eta_{rs\alpha}$ при движении по опорной поверхности удовлетворительного состояния составляет 0,987. При преодолении участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями показатель $\eta_{rs\alpha}$ снижается до диапазона значений 0,9739–0,9755. Снижение показателя $\eta_{rs\alpha}$ на 0,0115–0,0131 объясняется увеличением буксований ведущих колес, движущихся по участку опорной поверхности с более низким коэффициентом сцепления.

У машины 2 снижение показателя η_{rsa} происходит каждый раз при преодолении ведущими колесами участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. У внедорожной машины M3КТ-79091 с колесной формулой 8 × 8 при преодолении одного участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями дополнительные затраты энергии и снижение показателя η_{rsa} наблюдаются четыре раза. Они происходят всякий раз при попадании одного из колес каждого из четырех ведущих мостов на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями (см. рисунок 7.59). При этом снижение показателя η_{rsa} у машины 2 ограничивается блокированием дифференциалов привода ведущих колес, которое осуществляется при достижении пороговых значений рассогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес. Другими словами, блокирование дифференциалов привода ведущих колес осуществляется только тогда, когда затраты мощности и снижение показателя η_{rsc} вследствие раздельного буксования ведущих колес уже произошли.

Снижение показателя $\eta_{rs\alpha}$ у машины 2 происходит до значений 0,9806–0,9808 и зависит от нормальных реакций на ведущих колесах, ко-

торые в данный момент движутся по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. Наибольшему снижению показателя $\eta_{rs\alpha}$ (до 0,9806) соответствует движение колес первого и второго ведущих мостов с меньшими нормальными реакциями по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, наименьшему (до 0,9808) – движение колес третьего и четвертого ведущих мостов с более высокими нормальными реакциями.

При преодолении участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями машиной 3 снижение показателя η_{rsa} вследствие раздельного буксования ведущих колес до значения, численно равного 0,9806, происходит только при движении по участку колес первого ведущего моста (см. рисунок 7.60). При достижении отношения буксований ведущих колес первого моста пороговой величины, равной 4,62, осуществляется блокирование межколесного дифференциала первого моста. При этом в соответствии с разработанным способом по истечении промежутков времени, не превышающих отношения расстояния от первого ведущего моста до второго, третьего и четвертого ведущих мостов к скорости поступательного движения многоприводной машины, происходит блокирование дифференциалов второго, третьего и четвертого ведущих мостов. В рассматриваемом примере блокирование дифференциалов второго, третьего и четвертого ведущих мостов осуществляется через соответствующие промежутки времени, рассчитанные по формуле (7.80) и численно равные 0,2; 3,5 и 5,7 с.

Таким образом, в результате реализации разработанного способа блокирование межколесных дифференциалов второго, третьего и четвертого мостов происходит до попадания ведущих колес этих мостов на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. Преодоление машиной 3 участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями происходит с заблокированным приводом колес второго, третьего и четвертого ведущих мостов, что предотвращает расходование дополнительной энергии, снижение ОП и ТСС вследствие раздельного буксования колес этих мостов.

Новизна разработанного способа превентивного управления приводом ведущих колес колесной машины подтверждена и защищена патентами РБ [146] и РФ [143] на изобретение.

7.4.2.2 Способ следящего управления силовым приводом ведущих колес. Известные из научно-технической и патентной литературы традиционные способы управления приводом ведущих колес многоприводных машин [134, 61, 144] заключаются в блокировании дифференциальных механизмов на определенные, строго фиксированные по величине, промежутки времени. Отдельные способы управления приводом ведущих колес [144] при увеличении частоты блокирования дифференциальных механизмов предусматривают переход на другие промежутки времени, более продолжительные, но также фиксированные по величине.

При этом текущие дорожно-сцепные условия под ведущими колесами в момент разблокирования дифференциальных механизмов известные способы управления приводом ведущих колес не учитывают. В результате в ряде случаев происходит преждевременное разблокирование дифференциальных механизмов, когда колесная машина еще не преодолела участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями или же движется по дорожной сети, находящейся в целом в тяжелом состоянии. Соответственно, возобновляется раздельное буксование ведущих ковозникают дополнительные затраты пес И энергии, снижаются ОП и ТСС колесных машин.

Целью данного подраздела является разработка способа управления приводом ведущих колес, учитывающего состояние текущих дорожносцепных условий под ведущими колесами и направленного на снижение энергозатрат многоприводных машин.

Разработанный способ следящего управления силовым приводом ведущих колес многоприводной колесной машины [146] заключается в блокировании межосевых дифференциалов при достижении порогового значения рассогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес и разблокировании дифференциалов по истечении определенных промежутков времени после снижения рассогласований кинематических параметров колес связываемых ими ведущих мостов ниже значений пороговых величин.

Правомерность и эффективность разработанного способа следящего управления силовым приводом ведущих колес в рамках данного подраздела оценивалась методом компьютерного моделирования движения многоприводной машины, близкой по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к внедорожной машине M3KT-79091 с колесной формулой 8×8 и полной массой 43,5 т. Моделирование движения осуществлялось на наиболее вероятной для эксплуатации полноприводных машин грунтовой опорной поверхности в удовлетворительном состоянии с коэффициентом ϕ сцепления ведущих колес с опорной поверхностью 0,6 и коэффициентом *f* сопротивления качению колес 0,03 с участком опорной поверхности в рожно-сцепными условиями. Скорость по-

ступательного движения принималась равной 1 м/с.

В качестве опорной поверхности с нестабильными дорожносцепными условиями принимались три последовательно расположенных участка опорной поверхности с различным образом изменяющимися значениями коэффициента ф сцепления ведущих колес разных бортов с опорной поверхностью от 0,6 до 0,1 общей протяженностью свыше 30 м. Размеры одного участка опорной поверхности с нестабильными дорожносцепными условиями принимались меньшими, чем минимальное расстояние между ведущими мостами внедорожной машины МЗКТ-79091. Последнее соответствует расстоянию между первым и вторым мостами и третьим И четвертым мостами внедорожной машины M3KT-79091 и составляет 2,2 м [115].

Изменение значений коэффициентов сцепления ведущих колес правого ϕ_{j1} и левого ϕ_{j2} бортов с опорной поверхностью моделировалось с использованием системы нелинейных уравнений следующего вида [147]:

$$\begin{cases} \varphi_{j1} = \varphi_0 - \Delta \varphi \cdot \sin^2 (T \cdot t); \\ \varphi_{j2} = \varphi_0 - \Delta \varphi \cdot \sin^2 (2 \cdot T \cdot t), \end{cases}$$
(7.81)

где ϕ_0 – среднее значение коэффициента сцепления ведущих колес с грунтовой опорной поверхностью удовлетворительного состояния;

Δφ – величина изменения коэффициента сцепления ведущих колес с опорной поверхностью;

T – параметр, характеризующий размер участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, с⁻¹;

t – время движения колесной машины по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, с;

j – порядковый номер ведущего моста.

Для оценки эффективности разработанного способа осуществлялось моделирование движения трех колесных машин с одними и теми же массовыми, геометрическими и другими параметрами, близкими к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79091, но с различным управлением приводом ведущих мостов. В машине 1 моделировался простой симметричный дифференциальный привод ведущих мостов; в машине 2 – простой симметричный дифференциальный привод ведущих мостов с управлением межосевыми дифференциалами в соответствии со способом [144], принятым в качестве прототипа и заключающимся в блокировании межосевых дифференциалов при достижении рассогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес значений пороговых величин и разблокировании их через определенные промежутки времени. Принималось, что блокирование межосевых дифференциалов у машины 2 осуществлялось на промежуток времени, равный 21 с. В машине 3 моделировался простой симметричный дифференциальный привод ведущих мостов с управлением дифференциалами в соответствии с разработанным способом следящего управления.

В качестве пороговой величины рассогласований кинематических параметров колес ведущих мостов для блокирования межосевых дифференциалов у машин 2 и 3 принималось отношение буксований их колес. Численное значение пороговой величины отношения буксований принималось равным или большим, чем отношение коэффициентов $s_{\delta i1}$ и $s_{\delta i2}$ буксований колес ведущих мостов, обеспечивающее движение внедорожной машины МЗКТ-79091 по опорной поверхности со стабильными дорожносцепными условиями с гарантированным дифференциальным приводом ведущих мостов. Для обеспечения гарантированного дифференциального привода ведущих мостов значение пороговой величины рассчитывалось из условия движения машины без блокирования межосевых дифференциалов по траекториям максимальной кривизны с максимальным значением поступательной скорости, до которой осуществляется управление приводом ведущих колес. Численное значение пороговой величины отношения буксований колес ведущих мостов для блокирования межосевых дифференциалов принималось равным 4,62.

Значение пороговой величины рассогласований кинематических параметров колес ведущих мостов $\Delta \delta_s$ для разблокирования межосевых дифференциалов определялось из выражения [148]

$$\Delta \delta_{sj} = k_r \cdot \frac{r_{kj2} \cdot v_{j1}}{r_{kj1} \cdot v_{j2}}, \qquad (7.82)$$

где $\Delta \delta_{sj}$ – пороговая величина рассогласований кинематических параметров колес *j*1 и *j*2 ведущих мостов;

 k_r – коэффициент, учитывающий разность давления и температуры воздуха в шинах, размеров диаметров шин, неровностей микропрофиля опорной поверхности и других факторов;

*r*_{kj1} и *r*_{kj2} – радиус качения колес *j*1 и *j*2 ведущих мостов, м;

 v_{j1} и v_{j2} – скорость качения колес j1 и j2 ведущих мостов при движении колесной машины по опорной поверхности со стабильными до-

рожно-сцепными условиями с максимальной скоростью, до которой осуществляется управление межосевыми дифференциалами, м/с;

j – порядковый номер управляемого межосевого дифференциала. После подстановки численных значений в выражение (7.82) численное значение пороговой величины рассогласований кинематических параметров колес ведущих мостов для разблокирования межосевых дифференциалов машины 3 принималось равным 1,25.

Результаты расчетных исследований представлены на рисунках 7.61–7.67.



Рисунок 7.61 – Графические зависимости коэффициентов ϕ_{ij} сцепления ведущих колес с опорной поверхностью от времени движения



Рисунок 7.62 – Графические зависимости коэффициентов *s*_{*sij*} буксования ведущих колес машины 1



Рисунок 7.63 – Графические зависимости коэффициентов *s*_{*ij*} буксования ведущих колес машины 2



Рисунок 7.64 – Графические зависимости коэффициентов $s_{\delta ij}$ буксования ведущих колес машины 3



Рисунок 7.65 – Графическая зависимость КПД ходовой системы $\eta_{\mbox{\tiny rsc}}$ машины 1



Рисунок 7.66 – Графическая зависимость КПД ходовой системы η_{rsa} машины 2



Рисунок 7.67 – Графическая зависимость КПД ходовой системы $\eta_{\scriptscriptstyle rs\alpha}$ машины 3

На рисунке 7.61 приведены графические зависимости коэффициентов сцепления ведущих колес ϕ_{j1} и ϕ_{j2} с опорной поверхностью от времени движения, полученные при моделировании характеристик грунтовой поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями с использованием уравнений (7.81). На рисунках 7.62–7.64 представлены графические зависимости коэффициентов $s_{\delta j1}$ и $s_{\delta j2}$ буксований ведущих колес машин 1, 2, 3 соответственно от времени движения по грунтовой опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями; на рисунках 7.65–7.67 – графические зависимости КПД ходовых систем η_{rsa} машин 1, 2, 3 соответственно от времени движения по грунтовой опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями.

Буксование ведущих колес. Анализ зависимостей на рисунке 7.62 показывает, что при движении машины 1 по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями происходит раздельное буксование ведущих колес. Значения коэффициентов $s_{\delta j1}$ и $s_{\delta j2}$ буксований ведущих колес машины 1 изменяются от значений, равных 0,0124–0,0134 при движении по грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния, до значений 0,099–0,1096 при прохождении участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. Наибольшие увеличения значений коэффициентов s_{δ} буксований соответствуют колесам первого и второго ведущих мостов с меньшей нормальной нагрузкой.

Из рисунка 7.63 следует, что раздельное буксование ведущих мостов у машины 2 с управлением силовым приводом ведущих колес в соответствии со способом, принятым в качестве прототипа, ограничивается пороговым значением отношения буксований ведущих колес, принятым для блокирования межосевых дифференциальных механизмов.

При попадании колес ведущего моста на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями значения их коэффициентов буксования увеличиваются до диапазона от 0,0839 до 0,0973. При достижении значения отношения буксований колес первого и второго ведущих мостов пороговой величины происходит блокирование межосевого дифференциала передней ведущей тележки, колес третьего и четвертого ведущих мостов – задней. Реализация в дальнейшем в течение 21 с блокированного привода ведущих мостов приводит к ограничению коэффициентов $s_{\delta j1}$ и $s_{\delta j2}$ буксований колес диапазоном значений 0,0218–0,0237. Это положительным образом сказывается на повышении ОП и ТСС многоприводных машин по отношению к многоприводной машине с простым дифференциальным приводом ведущих колес.

По истечении 21 с после блокирования межосевых дифференциалов передней и задней тележек при управлении приводом ведущих колес в соответствии со способом, принятым в качестве прототипа, происходит их разблокирование вне зависимости от текущего состояния дорожносцепных условий под ведущими колесами. Последовавшее разблокирование дифференциалов при продолжении движения машины 2 по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями приводит к повторному увеличению коэффициентов s_δ буксований колес первого и третьего ведущих мостов, возникновению рассогласования кинематических параметров колес ведущих мостов и, как следствие, снижению уровня реализации ОП и ТСС. При достижении отношения коэффициентов s_{δ} буксований колес первого и второго ведущих мостов, третьего и четвертого ведущих мостов пороговой величины 4,62 осуществляется повторное блокирование соответствующих межосевых дифференциалов передней и задней ведущих тележек на следующий конечный промежуток времени. Таким образом, управление приводом ведущих колес в соответствии со способом, принятым в качестве прототипа, приводит к разблокированию привода ведущих колес при движении в нестабильных дорожносцепных условиях И увеличению вероятности потери подвижности колесной машиной.

Зависимости на рисунке 7.64 свидетельствуют о том, что у машины 3 с управлением силовым приводом ведущих колес в соответствии с разработанным способом раздельное буксование или же рассогласование других кинематических параметров ведущих колес реализуется только при попадании ведущих колес на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. При въезде ведущих колес на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями у машины 3, как и у машины 2, происходит увеличение коэффициентов s_{δ} буксований и возникновение рассогласований кинематических параметров колес первого, а затем и третьего ведущих мостов. При достижении рассогласования кинематических параметров ведущих мостов порогового значения, соответствующего отношению коэффициентов s_δ буксований и равного 4,62, осуществляется блокирование соответственно межосевых дифференциалов передней и задней ведущих тележек. В результате увеличение коэффициентов s_{δ} буксования колес первого ведущего моста ограничивается диапазоном значений от 0,0839 до 0,0973 при определении участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями под ведущими колесами машины для блокирования управляемых дифференциалов. Максимальные значения коэффициентов *s*₈ буксований при дальнейшем движении по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями до полного его прохождения ограничиваются диапозоном 0,0218-0,0237. Разблокирование межосевых дифференциалов не происходит, потому что значения рассогласований колес связываемых ими ведущих мостов в заданном промежутке времени, свидетельствующие о прохождении колесной машиной участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, превышают пороговую величину Δδ_s.

Эффективность ходовой системы. Анализ зависимости на рисунке 7.65 показывает, что у машины 1 с простым симметричным дифференциальным приводом ведущих мостов КПД ходовой системы η_{rsa} при движении по опорной поверхности удовлетворительного состояния составляет 0,987. При преодолении участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями показатель $\eta_{rs\alpha}$ снижается до диапазона значений 0,9737-0,9742. Снижение эффективности ходовой системы на 0,0128-0,0133 объясняется увеличением буксований ведущих колес, двиопорной жущихся по участку поверхности с более низким коэффициентом сцепления.

У машины 2 с управлением дифференциалами в соответствии со способом, принятым в качестве прототипа, снижение показателя $\eta_{rs\alpha}$ происходит неоднократно. Эффективность ходовой системы снижается при определении колесами первого и третьего ведущих мостов начала участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, а также при движении по участку с нестабильными дорожно-сцепными условиями всякий раз при разблокировании дифференциалов по истечении промежутков времени, на которые они были заблокированы (см. рисунок 7.66). Снижение показателя $\eta_{rs\alpha}$ у машины 2 ограничивается блокированием дифференциалов ведущих мостов, которое осуществляется при достижении отношений коэффициентов буксования ведущих колес пороговой величины, равной 4,62. Снижение эффективности ходовой системы происходит до значений 0,9747 и 0,9742 при попадании соответственно колес первого и третьего ведущих мостов на участок опорной поверхности с нестабильными условиями.

При движении машины 3 (рисунок 7.67) с управлением силовым приводом в соответствии с разработанным способом снижение КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ вследствие раздельного буксования ведущих колес до значения, численно равного 0,9747, происходит только при въезде на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. При достижении отношения коэффициентов s_{δ} буксований ведущих колес первого и второго ведущих мостов пороговой величины, равной 4,62, осуществляется блокирование межосевого дифференциала передней тележки; колес третьего и четвертого ведущих мостов – задней.

Далее машина 3 движется по участку с нестабильными дорожно-сцепными условиями с заблокированными межосевыми дифференциалами передней и задней тележек.

В отличие от машины 2 у машины 3 разблокирование дифференциалов осуществляется не по истечении заданных промежутков времени после их блокирования, а по истечении заданных промежутков времени при снижении рассогласований кинематических параметров колес ведущих мостов значений ниже пороговой величины $\Delta \delta_s$, что является характерным признаком преодоления колесной машиной участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. В результате предотвращается снижение эффективности ходовой системы вследствие разблокирования межосевых дифференциалов во время движения машины по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями [147].

Таким образом, проведенные исследования показали, что способ следящего управления силовым приводом ведущих колес при движении внедорожной машины M3KT-79091 с колесной формулой 8 × 8 по опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями позволяет исключить повторное увеличение коэффициентов s_8 буксования колес этих мостов на 0,071–0,073 и предотвратить снижение КПД ходовой системы η_{rsa} на 0,768–0,784 %.

Новизна разработанного способа следящего управления приводом ведущих колес многоприводной машины подтверждена и защищена патентами РБ [148] и РФ [146] на изобретение.

7.4.2.3 Обеспечение управляемости многоприводных машин. Как показали выполненные в подразделе 7.3 данной главы исследования, режимы работы приводов ведущих колес оказывают существенное влияние на разные эксплуатационные свойства колесных машин. Причем это влияние носит противоречивый характер. С одной стороны, блокирование дифференциальных механизмов силового привода ведущих колес приводит к перераспределению дополнительных касательных сил тяги к ведущим колесам, находящимся в лучших сцепных условиях, способствует увеличению общего тягового усилия, повышению ОП и ТСС колесных машин. С другой стороны, перераспределение касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами, обусловленное особенностями блокированного привода ведущих колес и кинематики криволинейного движения колесной машины, является причиной создания в плоскости опорной поверхности дополнительного момента сопротивлению поворота. Последнее ведет к снижению поворачиваемости и может значительно ухудшить управляемость ко-



лесной машины. Поэтому при управлении приводом ведущих колес необходимо учитывать влияние, оказываемое режимами работы дифференциальных механизмов не только на повышение ОП и ТСС, но и на ухудшение управляемости колесных машин.

Учитывая изложенное, исследование влияния режимов работы приводов ведущих колес на управляемость колесной машины является весьма актуальной задачей. Цель данного подраздела – разработка способа управления приводом ведущих колес для обеспечения удовлетворительной управляемости колесных машин.

Исследования проводились методом компьютерного моделирования криволинейного движения многоприводной машины. В качестве объекта исследований принималась машина, близкая по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к внедорожной машине M3KT-79091 с колесной формулой 8 × 8 полной массой 43,5 т.

В целях исследования влияния режимов работы дифференциальных механизмов на управляемость многоприводной машины моделировалось движение трех колесных машин с одними и теми же массовыми, геометрическими и другими параметрами, близкими к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79091, но с различным приводом ведущих колес [149]. В машине 1 моделировался простой симметричный дифференциальный привод ведущих колес; в машине 2 – простой симметричный дифференциальный межтележечный привод и блокированные межосевые приводы ведущих колес; в машине 3 – блокированные межтележечный и межосевые приводы ведущих колес.

Моделирование движения осуществлялось по дорожной поверхности с асфальтобетонным покрытием с коэффициентом ϕ_i сцепления ведущих колес с опорной поверхностью 0,75 и коэффициентом f_i сопротивления качению колес 0,012 со скоростью 1 м/с.

Результаты исследований представлены на рисунке 7.68 в виде зависимостей показателя управляемости S_{ν} от угла α_{11} поворота внутреннего (левого) по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста.



Рисунок 7.68 — Зависимость показателя S_{ν} машин 1, 2 и 3 от угла поворота левого колеса первого управляемого моста

Из рисунка 7.68 следует, что показатель управляемости S_v внедорожной машины M3KT-79091 с простым симметричным дифференциальным межтележечным и межосевым приводами ведущих колес зависит от угла поворота рулевого и управляемых колес и находится в диапазоне значений от 82,4 до 90,8 %. Совместное блокирование межтележечного дифференциала, межосевых дифференциалов передней и задней тележек ухудшает показатель управляемости S_v до 71,8 %. Следовательно, полученные результаты исследований свидетельствуют о том, что совместное блокирование управляемых межтележечного дифференциала, межосевых дифференциалов передней и задней тележек может привести к ухудшению управляемости многоприводной машины на 19 %.

Таким образом, проведенные исследования показали, что управление приводом ведущих колес при криволинейном движении оказывает существенное влияние и может чрезмерно ухудшить управляемость многоприводной машины – одно из основных свойств, формирующих активную безопасность. Причем степень влияния режимов работы межтележечного, межосевых и межколесных дифференциальных механизмов на управляемость колесной машины разная и зависит от места их установки и конструктивных особенностей колесной машины. Анализ зависимостей на рисунке 7.68 свидетельствует о том, что наибольшую чувствительность к управляемости внедорожной машины M3KT-79091 имеет блокировка межтележечного дифференциала. Блокирование межтележечного дифференциала приводит к ухудшению управляемости на 11,4 % при криволинейном движении с максимальными углами поворота управляемых колес, в то время как блокирование межосевых дифференциалов вызывает ухудшение управляемости на 4 % [150].

На основании изложенного для обеспечения удовлетворительной управляемости колесных машин при управлении приводом ведущих колес предлагается способ [151, 152], заключающийся в блокировании дифференциальных механизмов при достижении пороговых значений рассогласований кинематических параметров связываемых ими ведущих колес и разблокировании дифференциальных механизмов при достижении порогового значения показателя управляемости S_v . Причем разблокирование дифференциальных механизмов при достижении порогового значения по-казателя управляемости S_v . Причем разблокирование дифференциальных механизмов при достижении порогового значения по-казателя управляемости S_v осуществляют индивидуально в последовательности, определяемой степенью влияния блокировки дифференциальных механизмов на управляемость колесной машины, начиная с дифференциального механизма, блокировка которого наиболее чувствительна к управляемости колесной машины.

Анализ характера изменений зависимостей на рисунке 7.68 свидетельствует о том, что при повороте ведущих колес управляемых мостов из нейтрального положения в сторону поворота касательные силы тяги этих колес создают в плоскости дороги способствующий повороту момент, который «втягивает» машину в поворот. В результате значения кривизны K_r действительной траектории приближаются к значениям кривизны K_n траектории, задаваемой водителем поворотом рулевого колеса, и значения показателя управляемости S_v колесной машины увеличиваются.

С дальнейшим поворотом управляемых ведущих колес увеличивается кинематическое несоответствие, обусловленное криволинейным движением многоприводной колесной машины, что вызывает увеличение момента сопротивления повороту в контакте колес с опорной поверхностью. Действие возрастающего момента сопротивления повороту сначала компенсирует, а с увеличением кривизны K_r траектории начинает превышать действие момента, реализуемого управляемыми ведущими колесами вследствие их поворота в направлении поворота колесной машины. В результате растет отклонение кривизны K_r действительной траектории движения колесной машины от кривизны K_n траектории, задаваемой поворотом рулевого колеса, и значения показателя S_v уменьшаются [149].

Блокировка дифференциалов, как известно, приводит к перераспределению касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами; блокировка межтележечного и межосевых дифференциалов – к уменьшению доли ведущих колес передней тележки в общем тяговом балансе колесной машины. Как следствие, уменьшаются составляющие касательных сил тяги, направленные в сторону поворота, и вместе с ними величина момента рыскания, способствующего повороту колесной машины. При больших значениях углов поворота управляемых ведущих колес блокирование дифференциалов может привести к изменению знака касательных сил тяги у этих колес и формированию в плоскости дороги дополнительного момента сопротивления повороту. В результате управляемость колесной машины ухудшается чрезмерно.

Выявленные закономерности обосновывают наличие экстремумов у зависимостей показателя S_v от углов поворота рулевого или управляемых колес. Причем из рисунка 7.68 следует, что в зависимости от режимов работы дифференциалов силового привода ведущих колес максимальные значения показателя S_v соответствуют различным значениям углов поворота рулевого и управляемых колес.

Установленные особенности зависимостей показателя S_v от углов поворота управляемых колес при различном сочетании режимов работы дифференциальных механизмов в качестве порогового значения показателя S_v, характеризующего допустимый уровень снижения управляемости, при управлении приводом ведущих колес обосновывают принятие экстремального значения S_{v}^{*} зависимости показателя S_{v} от угла поворота управляемых колес при совместном блокировании всех управляемых дифференциалов. Только в этом случае наиболее полно реализуется потенциал управления приводом ведущих колес в целях снижения энергозатрат и повышения ОП и ТСС колесной машины при криволинейном движении с управляемостью не ниже пороговой величины S_v^* при различном сочетании режимов работы дифференциальных механизмов. Тогда в соответствии с разработанным способом для обеспечения удовлетворительной управляемости разблокирование дифференциалов при управлении приводом ведущих колес следует осуществлять при достижении показателя S_v пороговой величины S, индивидуально и в последовательности дифференциалов с наиболее чувствительной блокировкой к управляемости.

Из рисунка 7.68 следует, что экстремальное значение зависимости показателя S_v от углов поворота управляемых колес при совместном бло-

кировании всех управляемых дифференциалов и пороговая величина S_{ν}^{*} для внедорожной машины M3KT-79091 составляют 0,853. Оно соответствует углам α_{11} поворота внутреннего по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста на 0,558 рад при блокировании межосевых дифференциалов передней и задней тележек и 0,122 рад при совместном блокировании межтележечного дифференциала и межосевых дифференциалов передней и задней тележек.

Тогда в соответствии с разработанным способом управления дифференциалами привода ведущих колес внедорожной машины M3KT-79091 следует предусмотреть разблокирование межтележечного дифференциала при достижении угла поворота внутреннего по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста значения 0,122 рад, межосевых дифференциалов передней и задней тележек – 0,558 рад. Такое управление силовым приводом ведущих колес обеспечивает внедорожной машине M3KT-79091 при осуществлении криволинейного движения удовлетворительный уровень управляемости со значениями оценочного показателя S_{y} не ниже 85 %.

Новизна разработанного способа управления приводом ведущих колес подтверждена и защищена патентами РБ [151] и РФ [152] на изобретение.

7.4.2.4 Способ комбинированного управления силовым приводом ведущих колес. Как показал анализ, выполненный в [134, 61, 144], наиболее эффективными являются комбинированные электронные системы, сочетающие в себе управление работой различных систем и агрегатов (дифференциальными механизмами, силовой установкой, тормозными механизмами и др.) колесных машин. Поэтому цель данного подраздела – снижение энергозатрат и повышение эффективности ходовых систем колесных машин путем разработки способа комбинированного управления силовым приводом ведущих колес.

В соответствии с поставленной целью разработан способ комбинированного управления силовым приводом ведущих колес [153, 154], заключающийся в использовании режимов подтормаживания ведущего колеса с более высоким коэффициентом буксования и режима регулирования мощности двигателя при наличии рассогласования кинематических параметров ведущих и ведомых колес заданной пороговой величины. Причем, согласно разработанному техническому решению, при достижении ведущими колесами заданной пороговой величины рассогласования кинематических параметров переходят на автономный режим подтормаживания ведущего колеса с более высоким коэффициентом буксования до выравнивания этих параметров с заданной точностью. При превышении величиной буксования неподторможенного ведущего колеса величины буксования подторможенного ведущего колеса осуществляют растормаживание последнего до заданной пороговой величины рассогласования указанных параметров ведущих колес. Причем при превышении рассогласования кинематических параметров ведущих и ведомых колес пороговой величины и равенстве буксований ведущих колес переходят на автономный режим регулирования мощности двигателя путем ее уменьшения до достижения заданной пороговой величины рассогласования этих параметров.

Предложенное техническое решение позволяет исключить повторную пробуксовку ведущих колес при движении в пределах одного участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями и, следовательно, снизить энергозатраты и повысить эффективность ходовых систем колесных машин.

Разработанное решение поясняется рисунками. На рисунке 7.69 представлены графические зависимости изменения коэффициентов сцепления ведущих колес с дорожной поверхностью от времени движения транспортного средства; на рисунках 7.70 и 7.71 – графические зависимости изменения коэффициентов s_{δ} буксований ведущих колес от времени движения колесных машин 1 и 2 соответственно; на рисунке 7.72 – графические зависимости изменения КПД ходовых систем η_{rsa} от времени движения колесных машин 1 и 2.



Рисунок 7.69 – Графические зависимости изменения коэффициентов сцепления с дорожной поверхностью левого и правого ведущих колес тягача MA3-54421



Рисунок 7.70 — Зависимости изменения коэффициентов буксований левого и правого ведущих колес машины 1



Рисунок 7.71 – Зависимости изменения коэффициентов буксований левого и правого ведущих колес машины 2

http://e.biblio.bru.by/



Рисунок 7.72 – Зависимости КПД ходовых систем машин 1 и 2 от времени движения α

Эффективность предложенного способа комбинированного управления силовым приводом ведущих колес оценивалась расчетным методом в качестве алгоритма функционирования электронной системы управления приводом ведущих колес, в научно-технической литературе [134, 61] получившей название противобуксовочной системы (ПБС). Объектом исследований выступал автопоезд в составе седельного тягача MA3-54421 с колесной формулой 4 × 2 и трехосного полуприцепа MA3-9758 общей массой 42 000 кг.

Для реализации заявляемого способа управления буксованием ведущих колес разрабатывалась математическая модель движения автомобильного поезда в составе седельного двухосного тягача с колесной формулой 4 \times 2 и трехосного полуприцепа с использованием уравнений движения, приведенных в [114].

Моделирование движения автомобильного поезда осуществлялось по асфальтобетонной дороге с двумя участками опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями [153].

Первый участок опорной поверхности с нестабильными дорожносцепными условиями моделировался под ведущими колесами разных бортов автомобильного поезда. Коэффициенты φ_2 сцепления обоих ведущих колес с опорной поверхностью принимались равными 0,1 при повышенном сопротивлении качению ведомых и ведущих колес (заснеженная асфальтобетонная дорога, покрытая льдом).

В случае движения автомобильного поезда по асфальтобетонной дороге с первым участком опорной поверхности с нестабильными дорожносцепными условиями, что характерно, как правило, для начала движения транспортного средства (трогания с места), обеспечивается равенство буксований ведущих колес. При превышении рассогласования кинематических параметров ведущих и ведомых колес пороговой величины в соответствии с разработанным способом в данном варианте осуществляется переход на автономный режим регулирования мощности двигателя. Регулирование мощности двигателя производится путем снижения скорости вращения коленчатого вала. В результате уменьшается коэффициент s₈₂ буксования, а следовательно, повышаются коэффициент продольной силы [122] и касательные силы тяги Pk2r и Pk2l ведущих колес. Снижение скорости вращения коленчатого вала осуществляется до тех пор, пока происходит увеличение касательных сил тяги Pk2r и Pk2l ведущих колес и реализуемого двигателем крутящего момента, т. е. до максимального значения коэффициента продольной силы [122]. Увеличение касательных сил тяги P_{k2r} и *P*_{k2l} на ведущих колесах приводит к повышению общего тягового усилия тягача и, соответственно, скорости поступательного движения автомобильного поезда, а также скоростей вращения ω_{1r} и ω_{1l} его ведомых колес. При достижении рассогласования кинематических параметров ведущих и ведомых колес заданной пороговой величины, что является характерным признаком выхода из участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, происходит увеличение скорости вращения коленчатого вала до величины, задаваемой водителем управлением педалью (нажатием на педаль) акселератора.

Второй участок опорной поверхности с нестабильными дорожносцепными условиями моделировался при установившемся движении автомобильного поезда посредством изменения коэффициента φ_{2r} сцепления под колесами одного, например, в данном случае правого, борта автомобильного поезда [154]. Коэффициент φ_{2r} сцепления ведущего колеса с опорной поверхностью изменялся путем уменьшения от 0,7 до 0,1 с интенсивностью 0,1 на один метр опорной поверхности, обеспечения равенства значению 0,1 на протяжении 7 м опорной поверхности и увеличения от 0,1 до 0,7 с интенсивностью 0,1 на один метр опорной поверхности (см. рисунок 7.69). Установившееся движение автомобильного поезда моделировалось со скоростью, равной 1 м/с.

Для сравнительной оценки эффективности предлагаемого способа

осуществлялось моделирование движения двух колесных машин с одними и теми же массовыми, геометрическими и другими параметрами, соответствующими параметрам автомобильного поезда в составе седельного тягача МАЗ-54421 и полуприцепа МАЗ-9758, но с различными способами управления силовым приводом ведущих колес. В машине 1 управление приводом ведущих колес моделировалось простым симметричным дифференциальным механизмом; в машине 2 – ПБС в соответствии с разработанным способом. При моделировании принималось, что ПБС реагирует на любое (даже самое малое) рассогласование кинематических параметров и процессы подтормаживания ведущих колес и регулирования мощности двигателя происходят мгновенно.

Эффективность разработанного способа управления силовым приводом ведущих колес оценивалась с помощью КПД ходовых систем $\eta_{rs\alpha}$ колесных машин [108], рассчитываемого по выражению (7.6).

В ходе моделирования были установлены графические зависимости коэффициентов $s_{\delta 2r}$ и $s_{\delta 2l}$ буксований ведущих колес машин 1 и 2 от времени их движения по асфальтобетонной дороге с участком с нестабильными дорожно-сцепными условиями, приведенные соответственно на рисунках 7.70 и 7.71.

Анализ зависимостей на рисунке 7.70 показывает, что при движении машины 1 с простым симметричным дифференциальным приводом по асфальтобетонной дороге со стабильными дорожно-сцепными условиями ведущие колеса имеют равные коэффициенты $s_{\delta 2l}$ и $s_{\delta 2l}$ буксования, численные значения которых соответствуют 0,016.

При попадании ведущих колес машины 1 на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями происходит рассогласование их кинематических параметров. В то время как коэффициент $s_{\delta 2l}$ буксования левого ведущего колеса, движущегося по опорной поверхности с неизменным коэффициентом φ_{il} сцепления, равным 0,7, остается постоянным, коэффициент $s_{\delta 2r}$ буксования правого ведущего колеса с уменьшением коэффициента φ_{ir} сцепления с опорной поверхностью увеличивается и достигает максимального значения, численно равного 0,189, при минимальном значении коэффициента φ_{ir} сцепления. По мере выхода с участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями, при увеличении коэффициента φ_{ir} сцепления коэффициент $s_{\delta 2r}$ буксования правого ведущего колеса и рассогласование кинематических параметров ведущих колес уменьшаются. При попадании ведущих колес на опорную поверхность со стабильными дорожносцепными условиями значения коэффициентов *s*_{82*r*} и *s*_{82*l*} буксования выравниваются, а рассогласование их кинематических параметров устраняется.

Из рисунка 7.71 следует, что машина 2 с управлением буксованием ведущих колес в соответствии с разработанным способом имеет равные коэффициенты $s_{\delta_{2r}}$ и $s_{\delta_{2l}}$ буксования ведущих колес как при движении по дороге со стабильными дорожно-сцепными условиями, так и при движении по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. При движении по дороге со стабильными дорожно-сцепными условиями коэффициенты $s_{\delta_{2r}}$ и $s_{\delta_{2l}}$ буксования ведущих колес равны 0,016. При попадании ведущих колес на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями коэффициенты $s_{\delta_{2r}}$ и $s_{\delta_{2l}}$ буксования увеличиваются с уменьшением коэффициента φ_{ir} сцепления правого ведущего колеса с опорной поверхностью. При минимальном значении коэффициента φ_{ir} сцепления правого ведущего колеса с опорной поверхностью коэффициенты $s_{\delta_{2r}}$ и $s_{\delta_{2l}}$ буксования при отсутствии рассогласования кинематических параметров ведущих колес достигают максимального значения, численно равного 0,029.

Зависимости на рисунке 7.72 свидетельствуют о том, что машины 1 и 2 имеют одинаковые энергозатраты и эффективность ходовых систем при движении только по дороге со стабильными дорожно-сцепными условиями. При этом показатели η_{rsa1} и η_{rsa2} эффективности ходовых систем равны между собой и составляют 98,4 %.

При попадании ведущих колес на участок опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями значения КПД ходовых систем η_{rsa1} и η_{rsa2} уменьшаются. Причем более интенсивно уменьшаются значения показателя $\eta_{\scriptscriptstyle rs\alpha 1}$ эффективности ходовой системы машины 1 с простым симметричным дифференциальным приводом. При движении правого ведущего колеса по опорной поверхности с коэффициентом фir сцепления, равным 0,1, значение показателя η_{иза1} эффективности ходовой системы машины 1 составляет 88,9 %. В то же время уменьшение показаэффективности 2 ходовой системы машины теля $\eta_{rs\alpha^2}$ ограничивается значением 97.1 %.

Таким образом, разработанный способ комбинированного управления приводом ведущих колес позволяет снизить энергозатраты и повысить КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ колесной машины на 8,2 % по сравнению с колесной машиной с серийным приводом ведущих колес.

Рассмотрим влияние разработанного способа комбинированного

управления приводом ведущих колес на топливную экономичность многоприводных колесных машин.

В качестве оценочного показателя топливной экономичности многоприводных колесных машин примем основной измеритель топливной экономичности автомобиля в странах СНГ и большинстве европейских стран, которым является расход топлива в литрах на 100 км пройденного пути (путевой расход) $Q_{\rm s}$, л/100 км [122].

Для оценки влияния разработанных способов управления приводом ведущих колес на путевой расход Q_s многоприводных колесных машин рассмотрим движение двух многоприводных машин с одинаковыми массогеометрическими параметрами: машины с серийным приводом ведущих колес (машина 1) и машины с управлением приводом ведущих колес в соответствии с разработанным способом (машина 2).

Для оценки потенциальных возможностей разработанных способов управления приводом ведущих колес движение многоприводных машин примем с учетом вероятности их эксплуатации в тяжелых условиях по разбитым грунтовым дорогам, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности [124]. При этом при движении машин по разбитым грунтовым дорогам, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности полагаем, что их силовая установка работает на внешней характеристике.

Составим выражение для определения разности Δη КПД ходовых систем η_{*rsα*} (7.6) машины 2 с управлением приводом в соответствии с разработанными способами и машины 1 с серийным приводом ведущих колес:

$$\Delta \eta = \eta_{rs\alpha 2} - \eta_{rs\alpha 1} = \frac{N_{k\alpha 2}}{N_{k2}} - \frac{N_{k\alpha 1}}{N_{k1}}.$$
(7.83)

Для обеспечения необходимых условий для проведения сравнительной оценки эффективности ходовых систем машин 1 и 2 предположим, что к ходовым системам машины 1 подводится одинаковая мощность, т. е.

$$N_{k1} = N_{k2} = N_k$$

Тогда выражение (7.83) преобразуем к следующему виду:

$$\Delta \eta = \frac{N_{k\alpha 2} - N_{k\alpha 1}}{N_k} = \frac{\Delta N_{k\alpha}}{N_k}, \qquad (7.84)$$

где $\Delta N_{k\alpha}$ – разность мощностей, расходуемых ходовыми системами машин 2 и 1 на осуществление движения в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса, кВт; $\Delta N_{k\alpha} = N_{k\alpha 2} - N_{k\alpha 1}$.

Разность $\Delta N_{k\alpha}$ показывает, насколько предложенные способы управления приводом ведущих колес повышают реализацию подводимой к ходовой системе мощности или же снижают энергозатраты машины 2.

Из выражения (7.84) запишем

$$\Delta N_{k\alpha} = \Delta \eta \cdot N_k. \tag{7.85}$$

Выражая мощность N_k , подводимую к ходовым системам, через номинальную мощность N_e двигателя, получаем

$$\Delta N_{k\alpha} = \Delta \eta \cdot N_e \cdot \eta_{m\nu}, \qquad (7.86)$$

где N_e – номинальная мощность двигателя, кВт;

 η_{mp} – КПД трансмиссии.

Тогда уменьшение расхода топлива ΔG_m [122] у машины 2 по отношению к машине 1 с серийным приводом ведущих колес определится по следующей формуле:

$$\Delta G_m = \frac{\Delta \eta \cdot N_e \cdot \eta_{mp} \cdot g_e}{1000}, \qquad (7.87)$$

где g_e – удельный расход топлива двигателя, г/(кВт·ч).

Принимая скорость движения машин равной одной трети средней технической скорости v_{cp} движения многоприводных машин по грунтовым сухим дорогам и разведанной местности, определяем уменьшение путевого расхода топлива ΔQ_s с учетом вероятности p_f движения по разбитым грунтовым дорогам, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности:

$$\Delta Q_s = \frac{\Delta \eta \cdot N_e \cdot \eta_{mp} \cdot g_e \cdot p_f}{18 \cdot \rho_m \cdot v_{cn}}, \qquad (7.88)$$

где p_f – вероятность движения многоприводной машины по разбитым грунтовым дорогам, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности;

ρ_m – плотность топлива, кг/л;

 v_{cp} – средняя техническая скорость движения многоприводной машины по грунтовым сухим дорогам и разведанной местности, м/с.

Рассмотрим влияние разработанных способов управления приводом ведущих колес на топливную экономичность на примере двух крайних вариантов комплектации многоприводных машин: для машин гражданского назначения и машин специального назначения.

В качестве многоприводной машины гражданского назначения примем внедорожный автомобиль-самосвал МЗКТ-652700 с колесной формулой 8 × 8, двигателем ЯМЗ-7511.10 номинальной мощностью 294 кВт и механической трансмиссией.

Подставляя численные значения параметров $\Delta\eta$, N_e , η_{mp} , g_e , ρ_m , p_f и v_{cp} для автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 в выражение (7.88), получаем

$$\Delta Q_s = \frac{0,082 \cdot 294 \cdot 0,8 \cdot 195 \cdot 0,2}{18 \cdot 0,82 \cdot 8} = 6,4 \text{ J} / 100 \text{ Km},$$

где $\Delta\eta$ – разность КПД ходовых систем (7.6) машин 2 и 1 при движении по разбитым грунтовым дорогам, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности, характеризуемым нестабильными дорожносцепными условиями под ведущими колесами, полученная ранее в данном разделе, $\Delta\eta = 0,082$;

 N_e — номинальная мощность двигателя ЯМЗ-7511.10 [115], N_e = 294 кВт;

 η_{mp} – КПД механической трансмиссии многоприводной машины [107], $\eta_{mp} = 0.8$;

 g_e – удельный расход топлива двигателя ЯМЗ-7511.10 [115], г/(кВт·ч); g_e = 195;

 p_f – вероятность движения многоприводной машины по разбитым грунтовым дорогам, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности [124, с. 15, таблица 4], $p_f = 0,2$;

 ρ_m – плотность дизельного топлива [122, с. 95], кг/л; $\rho_m = 0.82$;

 v_{cp} – средняя техническая скорость движения многоприводной машины по грунтовым сухим дорогам и разведанной местности [115], м/с; $v_{cp} = 8$.

В качестве многоприводной машины специального назначения примем мобильный комплекс на базе колесного шасси 543 с колесной формулой 8 × 8, двигателем Д12А-525А номинальной мощностью 386 кВт и гидромеханической трансмиссией [107].

nttp://e.biblio.bru.bv

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

Подставляя в выражение (7.88) численные значения параметров $\Delta \eta$, N_e , η_{mp} , g_e , ρ_m , p_f и v_{cp} , характерные колесному шасси 543, получаем

$$\Delta Q_s = \frac{0,082 \cdot 294 \cdot 0,8 \cdot 195 \cdot 0,2}{18 \cdot 0,82 \cdot 8} = 9,2$$
 л/100 км,

где $\Delta \eta$ – разность КПД ходовых систем (7.6) машины 2 с управлением приводом ведущих колес в соответствии с предлагаемым способом и машины 1 с серийным приводом ведущих колес при движении по разбитым грунтовым дорогам, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности, $\Delta \eta = 0,082$;

 N_e — номинальная мощность двигателя Д12А-525А, кВт; N_e = 386;

 η_{mp} – КПД гидромеханической трансмиссии многоприводной машины, $\eta_{mp} = 0.7$;

 g_e – удельный расход топлива двигателя Д12А-525А, г/(кВт·ч); g_e = 245;

 p_f – вероятность движения многоприводной машины по разбитым грунтовым дорогам, бездорожью, снежной целине и заболоченной местности, $p_f = 0,2$;

 ρ_m – плотность дизельного топлива, кг/л; $\rho_m = 0.82$;

 v_{cp} – средняя техническая скорость движения многоприводной машины по грунтовым сухим дорогам и разведанной местности, м/с; $v_{cp} = 8$.

Таким образом, разработанный способ комбинированного управления приводом ведущих колес позволяет повысить КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ в тяжелых условиях эксплуатации до 8,2 %, что соответствует снижению путевого расхода топлива Q_s многоприводных колесных машин до 6,4–9,2 л/100 км.

Новизна разработанного способа комбинированного управления силовым приводом ведущих колес подтверждена и защищена патентами РБ [153] и РФ [154] на изобретение.

7.4.3 Синтез принципиальных схем бортовых электронных систем управления приводом ведущих колес.

Целью раздела является синтез принципиальных схем электронных систем управления приводом ведущих колес многоприводных машин для практической реализации способов автоматизированного управления приводом ведущих колес, представленных в пункте 7.4.2. Принципиальная схема 1 направлена на решение задачи создания электронной системы управления приводом ведущих колес многоприводных машин, обеспечивающей необходимую точность измерения скоростей вращения ведущих колес для обеспечения работоспособности и надежной работы.

Актуальность решения данной задачи обусловлена численными значениями рабочего диапазона электронных систем управления приводом, которые соответствуют, как правило, троганию колесных машин с места и движению с ползучими скоростями. В отличие от электронных систем управления приводом рабочий диапазон антиблокировочной системы тормозов (АБС) характеризуется движением колесных машин с высокими скоростями и ограничивается движением со скоростями 1–2 м/с.

Решение поставленной задачи достигнуто разработкой принципиальной схемы электронной системы управления приводом ведущих колес [155, 156], содержащей следующие основные элементы: ЭБУ, датчик скорости поступательного движения колесной машины, электропневмоклапаны, датчики скоростей вращения ведущих колес, датчики блокировки управляемых дифференциалов, индикаторные лампы.

Причем датчики скоростей вращения ведущих колес установлены в ступицах ведущих колес в отличие от принятой в качестве прототипа электронной системы «Авто-Лок» компании «Интернешнл» [134], в которой датчики скоростей вращения ведущих колес установлены в редукторах ведущих мостов.

Такое исполнение электронной системы управления приводом ведущих колес позволяет использовать применяемые в качестве источников импульсных сигналов роторы датчиков скоростей вращения с большими диаметрами, обеспечивающими изготовление необходимого числа зубьев на роторах датчиков скоростей вращения для достижения требуемой точности измерения скоростей вращения ведущих колес.

Сущность технического решения поясняется принципиальной схемой электронной системы управления приводом ведущих колес, приведенной на рисунке 7.73. 387



1 – электронный блок управления; 2 – датчик скорости поступательного движения колесной машины; 3 – механизмы блокировки дифференциалов с пневмоцилиндрами; 4 – ресивер; 5 – электропневмоклапаны; 6 – трубопроводы; 7 – датчики скоростей вращения; 8 – датчики блокировки управляемых дифференциалов; 9 – индикаторные лампы

Рисунок 7.73 – Структурная схема 1 бортовой системы управления приводами колес

Разработанная принципиальная схема электронной системы управления приводом ведущих колес содержит ЭБУ 1, датчик скорости поступательного движения 2 многоприводной колесной машины, механизмы блокировки 3 управляемых дифференциалов с пневмоцилиндрами (по числу
управляемых дифференциалов), ресивер 4, электропневмоклапаны 5 (по числу управляемых дифференциалов), трубопроводы 6, датчики скоростей вращения 7 (по количеству ведущих колес), датчики блокировки 8 управляемых дифференциалов (по числу управляемых дифференциалов), индикаторные лампы 9.

Электронная система управления приводом ведущих колес, построенная на основе принципиальной схемы 1, работает следующим образом.

Сигналы от датчика скорости поступательного движения 2 многоприводной машины и датчиков скоростей вращения 7 ведущих колес поступают в ЭБУ 1, где они обрабатываются и сопоставляются с заданными пороговыми величинами соответственно скорости поступательного движения машины и отношений (разности) скоростей вращения ведущих колес.

В случае поступательного движения многоприводной машины со скоростью ниже заданной пороговой величины скорости поступательного движения и превышения отношений (разности) действительных скоростей вращения ведущих колес соответствующих заданных пороговых величин отношений (разности) скоростей вращения ведущих колес ЭБУ 1 активизирует соответствующий электропневмоклапан 5. Электропневмоклапан 5 подает сжатый воздух из ресивера 4 по трубопроводам 6 в пневмоцилиндр механизма блокировки 3 управляемого дифференциала. Механизм блокировки 3 управляемого дифференциала блокирует соответствующий дифференциал, в результате чего устраняется раздельное буксование ведущих колес, снижаются энергозатраты, повышаются ОП и ТСС многоприводной машины. При этом датчик блокировки 8 заблокированного дифференциала замыкается и включает индикаторную лампу 9 на щитке приборов водителя.

По истечении заданного промежутка (промежутков) времени ЭБУ 1 прекращает выдачу управляющего сигнала на соответствующий электропневмоклапан 5. Электропневмоклапан 5 закрывается и соединяет трубопровод 6 пневмоцилиндра механизма блокировки 3 заблокированного дифференциала с атмосферой. При этом давление в пневмоцилиндре механизма блокировки 3 управляемого дифференциала падает и дифференциал разблокируется.

После разблокирования дифференциала сигналы от датчиков скоростей вращения 7 соответствующих ведущих колес снова начинают поступать и обрабатываться в ЭБУ 1.

Алгоритм действий системы циклически повторяется.

Принципиальная схема 2 направлена на решение задачи упрощения элементной базы электронной системы управления приводом ведущих ко-

лес многоприводных машин без сокращения функциональных возможностей системы.

Решение поставленной задачи достигнуто разработкой принципиальной схемы электронной системы управления приводом ведущих колес [157, 158], содержащей следующие основные элементы: ЭБУ, электропневмоклапаны, датчики скоростей вращения ведущих колес, датчики блокировки управляемых дифференциалов, индикаторные лампы.

Причем, согласно техническому решению [157, 158], датчики скоростей вращения ведущих колес одновременно служат в качестве источника информации для расчета ЭБУ численного значения скорости поступательного движения многоприводной колесной машины. При этом скорость поступательного движения многоприводной машины определяется как произведение скорости вращения ведущего колеса, имеющего наименьшую скорость вращения, снимаемую с соответствующего датчика скорости вращения, на радиус его качения:

$$v_{\kappa M} = \omega_{\min} \cdot r_k, \tag{7.89}$$

где $v_{\kappa M}$ – скорость поступательного движения многоприводной машины, м/с;

 ω_{min} — скорость вращения ведущего колеса, имеющего наименьшую скорость вращения, с⁻¹;

r_k – радиус качения ведущего колеса, имеющего наименьшую скорость вращения, м.

Такое исполнение позволяет упростить элементную базу электронной системы управления приводом ведущих колес при сохранении ее функциональных свойств.

Сущность технического решения поясняется принципиальной схемой электронной системы управления приводом ведущих колес, приведенной на рисунке 7.74.



электронный блок управления; 2 – механизмы блокировки управляемых дифференциалов;
управляемые дифференциалы; 4 – пневмоцилиндры; 5 – ресивер; 6 – электропневмоклапаны; 7 – трубопроводы;
8 – датчики скоростей вращения;
9 – ведущие колеса;
10 – датчики блокировки управляемых дифференциалов;
11 – индикаторные лампы

Рисунок 7.74 – Структурная схема 2 бортовой системы управления приводами колес

Разработанная принципиальная схема электронной системы управления приводом ведущих колес содержит ЭБУ 1, механизмы 2 блокировки управляемых дифференциалов 3 с пневмоцилиндрами 4 (по числу управляемых дифференциалов), ресивер 5, электропневмоклапаны 6 (по числу управляемых дифференциалов), трубопроводы 7, датчики 8 скоростей вращения ведущих колес 9 (по количеству ведущих колес), датчики 10 блокировки управляемых дифференциалов 3 (по числу управляемых дифференциалов), индикаторные лампы 11.

391

Электронная система управления приводом ведущих колес, построенная на основе принципиальной схемы 2, работает следующим образом.

Сигналы от датчиков 8 скоростей вращения ведущих колес 9 поступают в ЭБУ 1, где они обрабатываются и сопоставляются с заданными пороговыми величинами отношений (разности) скоростей вращения ведущих колес.

При движении многоприводной машины показания датчика 8 скорости вращения ведущих колес 9, имеющего в данный текущий момент времени наименьшую скорость вращения, преобразуются ЭБУ 1 произведением на радиус качения этого ведущего колеса в ведомом режиме. Полученное численное значение, равное скорости поступательного движения многоприводной машины, соотносится с соответствующей пороговой величиной.

В случае поступательного движения многоприводной машины со скоростью ниже заданной пороговой величины скорости поступательного движения и превышения отношений (разности) действительных скоростей вращения ведущих колес 9 соответствующих заданных пороговых величин отношений (разности) скоростей вращения ведущих колес 9 ЭБУ 1 активизирует соответствующий электропневмоклапан 6. Электропневмоклапан 6 подает сжатый воздух из ресивера 5 по трубопроводам 7 в пневмоцилиндры 4 механизмов блокировки 2 дифференциалов 3. Механизмы блокировки 2 управляемых дифференциалов 3 блокируют соответствующие дифференциалы, в результате чего устраняется раздельное буксование ведущих колес 9, снижаются энергозатраты, повышаются ОП и ТСС многоприводной машины. При этом датчик 10 заблокированного дифференциала 3 замыкается и включает индикаторную лампу 11 на щитке приборов водителя.

По истечении заданного промежутка (промежутков) времени ЭБУ 1 прекращает выдачу управляющего сигнала на электропневмоклапан 6. Электропневмоклапан 6 закрывается и соединяет трубопровод 7 пневмоцилиндра 4 механизма блокировки 2 заблокированного дифференциала 3 с атмосферой. При этом давление в пневмоцилиндре 4 механизма блокировки 2 управляемого дифференциала 3 падает и дифференциал 3 разблокируется.

После разблокирования управляемого дифференциала 3 сигналы от датчиков 8 скоростей вращения соответствующих ведущих колес 9 снова начинают поступать и обрабатываться в электронном блоке управления 1.

Алгоритм действий системы циклически повторяется.

Принципиальная схема 3 направлена на решение задачи обеспечения удовлетворительной управляемости многоприводных машин при работе электронной системы управления приводом ведущих колес.

Решение задачи обеспечения удовлетворительной управляемости многоприводной машины при работе электронной системы управления приводом ведущих колес основывается на результатах исследования влияния режимов работы дифференциалов привода ведущих колес на управляемость многоприводных машин [149]. На этапе разработки принципиальной схемы электронной системы управления приводом ведущих колес многоприводных машин оно достигается обеспечением технической возможности разблокирования управляемых дифференциалов и осуществления дифференциального привода ведущих колес при повороте рулевого или управляемых колес на углы, превышающие значения соответствующих пороговых величин.

Решение поставленной задачи обеспечения удовлетворительной управляемости многоприводной машины достигнуто разработкой принципиальной схемы электронной системы управления приводом ведущих колес [159, 160], содержащей следующие основные элементы: ЭБУ, электропневмоклапаны, датчики скоростей вращения ведущих колес, датчики блокировки управляемых дифференциалов, индикаторные лампы.

Причем, согласно разработанному техническому решению [159, 160], дополнительно содержит датчик поворота рулевого или управляемых колес.

Такое исполнение позволяет расширить функциональные свойства электронной системы управления приводом ведущих колес в части обеспечения удовлетворительной управляемости многоприводных машин, которое осуществляется за счет своевременного разблокирования управляемых дифференциалов при достижении текущих значений углов поворота рулевого или управляемых колес заданных пороговых величин. Значения пороговых величин поворота рулевого или управляемых колес определяются в результате проведения исследований влияния режимов работы управляемых дифференциалов на управляемость конкретной многоприводной машины.

Сущность технического решения поясняется принципиальной схемой электронной системы управления приводом ведущих колес, приведенной на рисунке 7.75.





 электронный блок управления; 2 – механизмы блокировки дифференциалов; 3 – управляемые дифференциалы; 4 – пневмоцилиндры; 5 – ресивер; 6 – электропневмоклапаны; 7 – трубопроводы;
8 – датчики скоростей вращения; 9 – ведущие колеса; 10 – датчики блокировки управляемых дифференциалов; 11 – датчик поворота управляемых колес; 12 – индикаторные лампы

Рисунок 7.75 – Структурная схема 3 бортовой системы управления приводами колес

Разработанная принципиальная схема электронной системы управления приводом ведущих колес содержит ЭБУ 1, механизмы блокировки 2 управляемых дифференциалов 3 с пневмоцилиндрами 4 (по числу управляемых дифференциалов), ресивер 5, электропневмоклапаны 6 (по числу управляемых дифференциалов), трубопроводы 7, датчики скоростей вращения 8 ведущих колес 9 (по количеству ведущих колес), датчики блокировки 10 управляемых дифференциалов (по числу управляемых диффе ренциалов), датчик поворота рулевого или управляемых колес 11, индикаторные лампы 12.

Электронная система управления приводом ведущих колес, построенная на основе принципиальной схемы 3, работает следующим образом.

Сигналы от датчиков скоростей вращения 8 ведущих колес 9 поступают в ЭБУ 1, где они обрабатываются и сопоставляются с заданными пороговыми величинами отношений (разности) скоростей вращения колес 9.

При движении многоприводной машины показания датчика скорости вращения 8 ведущих колес 9, имеющего в данный текущий момент времени наименьшую скорость вращения, преобразуются ЭБУ 1 произведением на радиус качения этого колеса в ведомом режиме. Полученное численное значение, равное скорости поступательного движения многоприводной машины, соотносится с соответствующей пороговой величиной. Показания датчика поворота рулевого или управляемых колес 11 поступают в ЭБУ 1 и соотносятся с пороговыми величинами углов поворота рулевого или управляемых колес.

В случае поступательного движения многоприводной машины со скоростью ниже заданной пороговой величины скорости поступательного движения, поворота рулевого или управляемых колес на углы меньше заданных пороговых величин поворота рулевого или управляемых колес и превышения отношений (разности) действительных скоростей вращения ведущих колес 9 соответствующих заданных пороговых величин отношений (разности) скоростей вращения ведущих колес 9 ЭБУ 1 активизирует соответствующий электропневмоклапан 6. Электропневмоклапан 6 подает сжатый воздух из ресивера 5 по трубопроводам 7 в пневмоцилиндр механизма блокировки 2 управляемого дифференциала 3. Механизм блокировки 2 управляемого дифференциала 3 блокируют соответствующий дифференциал, в результате чего устраняется раздельное буксование ведущих колес 9, снижаются энергозатраты, повышаются ОП и ТСС многоприводной машины. При этом датчик блокировки 10 заблокированного дифференциала 3 замыкается и включает индикаторную лампу 12 на щитке приборов водителя.

По истечении заданного промежутка (промежутков) времени ЭБУ 1 прекращает выдачу управляющего сигнала на электропневмоклапан 6. Электропневмоклапан 6 закрывается и соединяет трубопровод 7 пневмоцилиндра механизма блокировки 2 заблокированного дифференциала 3 с атмосферой. При этом давление в пневмоцилиндре механизма блокировки 2 управляемого дифференциала 3 падает и дифференциал 3 разблокируется.

При достижении текущих значений углов поворота рулевого или

управляемых колес заданных пороговых величин ЭБУ 1 также прекращает выдачу управляющего сигнала на соответствующий электропневмоклапан 6. Электропневмоклапан 6 закрывается и соединяет трубопровод 7 пневмоцилиндра механизма блокировки 2 заблокированного дифференциала 3 с атмосферой. При этом давление в пневмоцилиндре механизма блокировки 2 управляемого дифференциала 3 падает и дифференциал 3 также разблокируется.

После разблокирования управляемого дифференциала 3 сигналы от датчиков скоростей вращения 8 соответствующих ведущих колес 9 снова начинают поступать и обрабатываться в ЭБУ 1.

Алгоритм действий системы циклически повторяется.

Принципиальная схема 4 направлена на решение задачи повышения эффективности электронной системы управления приводом ведущих колес в снижении энергозатрат и повышении ОП и ТСС многоприводных машин за счет целенаправленного управления дифференциалами привода ведущих колес совместно с регулированием давления воздуха в шинах ведущих колес.

Решение поставленной задачи достигнуто разработкой принципиальной схемы электронной системы управления приводом ведущих колес [161, 162], содержащей следующие основные элементы: ЭБУ, электропневмоклапаны, датчики скоростей вращения ведущих колес, датчики блокировки управляемых дифференциалов, индикаторные лампы.

Причем, согласно техническому решению [161, 162], дополнительно в качестве объекта управления содержит кран центральной накачки шин.

Такое исполнение электронной системы управления приводом ведущих колес позволяет повысить эффективность ходовых систем многоприводных машин в результате совместного управления блокировками дифференциалов с автоматизированным целенаправленным регулированием давления воздуха в шинах ведущих колес. Как известно, снижение давления воздуха в шинах при движении многоприводной машины по разбитым грунтовым дорогам приводит к увеличению коэффициентов сцепления ведущих колес с опорной поверхностью до 0,45–0,55 [124], что дает возможность повысить реализуемое многоприводной машиной тяговое усилие на 10–12,5 %.

Сущность технического решения поясняется принципиальной схемой электронной системы управления приводом ведущих колес, приведенной на рисунке 7.76.



электронный блок управления; 2 – механизмы блокировки управляемых дифференциалов;
управляемые дифференциалы; 4 – пневмоцилиндры; 5 – ресивер; 6 – электропневмоклапаны;
трубопроводы; 8 – датчики скоростей вращения; 9 – ведущие колеса; 10 – датчики блокировки дифференциалов;
11 – кран центральной накачки шин;
12 – индикаторные лампы

Рисунок 7.76 – Структурная схема 4 бортовой системы управления приводами колес

Разработанная принципиальная схема электронной системы управления приводом ведущих колес содержит ЭБУ 1, механизмы блокировки 2 управляемых дифференциалов 3 с пневмоцилиндрами 4 (по числу управляемых дифференциалов), ресивер 5, электропневмоклапаны 6 (по числу управляемых дифференциалов), трубопроводы 7, датчики скоростей вращения 8 ведущих колес 9 (по количеству ведущих колес), датчики блокировки 10 управляемых дифференциалов (по числу управляемых дифференциалов), кран центральной накачки шин 11, индикаторные лампы 12. Электронная система управления приводом ведущих колес, построенная на основе принципиальной схемы 4, работает следующим образом.

Сигналы от датчиков скоростей вращения 8 ведущих колес 9 поступают в ЭБУ 1, где они обрабатываются и сопоставляются с заданными пороговыми величинами отношений (разности) скоростей вращения колес 9.

При движении многоприводной колесной машины показания датчика 8 скорости вращения ведущих колес 9, имеющего в данный текущий момент времени наименьшую скорость вращения, преобразуются ЭБУ 1 произведением на радиус качения этого ведущего колеса в ведомом режиме. Полученное численное значение, равное скорости поступательного движения многоприводной машины, соотносится с соответствующей пороговой величиной.

В случае поступательного движения многоприводной машины со скоростью ниже заданной пороговой величины скорости поступательного движения и превышения отношений (разности) действительных скоростей вращения ведущих колес 9 соответствующих заданных пороговых величин отношений (разности) скоростей вращения ведущих колес ЭБУ 1 активизирует соответствующий электропневмоклапан 6. Электропневмоклапан 6 подает сжатый воздух из ресивера 5 по трубопроводам 7 в пневмоцилиндры механизмов блокировки 2 управляемых дифференциалов 3. Механизмы блокировки 2 управляемых дифференциалов 3 блокируют соответствующие дифференциалы, в результате чего устраняется раздельное буксование ведущих колес, повышаются ОП и ТСС многоприводной машины. При этом датчик блокировки 10 заблокированного дифференциала 3 замыкается и включает индикаторную лампу 12 на щитке приборов водителя.

По истечении заданного промежутка (промежутков) времени ЭБУ 1 прекращает выдачу управляющего сигнала на электропневмоклапан 6. Электропневмоклапан 6 закрывается и соединяет трубопровод 7 пневмоцилиндра механизма блокировки 2 заблокированного дифференциала 3 с атмосферой. При этом давление в пневмоцилиндре механизма блокировки 2 управляемого дифференциала 3 падает и дифференциал 3 разблокируется.

После разблокирования управляемого дифференциала 3 сигналы от датчиков скоростей вращения 8 ведущих колес 9 снова начинают поступать и обрабатываться в ЭБУ 1.

При многократном активировании электропневмоклапанов 6 и блокировании управляемых дифференциалов 3 в течение определенного промежутка времени в количестве, характерном для движения многоприводной машины по опорным поверхностям с нестабильными сцепными условиями, ЭБУ 1 подает управляющий сигнал на кран центральной накачки шин 11. Кран центральной накачки шин 11 уменьшает давление воздуха в шинах. В результате улучшаются сцепные свойства ведущих колес 9 с опорной поверхностью, увеличивается реализуемое общее тяговое усилие, снижаются энергозатраты и повышаются ОП и ТСС многоприводной машины.

При активировании электропневмоклапанов 6 и блокировании управляемых дифференциалов 3 за определенный промежуток времени в количестве, характерном для движения многоприводной машины по опорным поверхностям с усовершенствованным покрытием, ЭБУ 1 подает управляющий сигнал на кран центральной накачки шин 11, который увеличивает давление воздуха в шинах. В результате уменьшается сопротивление качению ведущих колес 9, повышаются скоростные свойства и улучшаются топливно-экономические показатели многоприводной машины.

Алгоритм действий системы циклически повторяется.

Принципиальная схема 5 направлена на решение задачи упрощения электронных систем управления приводом ведущих колес, а также на создание основы для их интегрирования с другими электронными системами управления колесных машин. Упрощение в рассматриваемом случае связано с замещением датчика угла поворота рулевого колеса посредством обработки электронным блоком управления данных датчиков частоты вращения левого и правого ведомых колес многоприводной машины и использованием полученных результатов обработки в алгоритмах функционирования электронных систем управления приводом ведущих колес.

Решение поставленной задачи достигается тем, что ПБС колесной машины содержит следующие основные элементы [163, 164]: ЭБУ (контроллер), датчики частоты вращения левого и правого ведущих колес, клапан подачи давления, клапаны управления давлением привода тормоза левого и правого ведущих колес, индикаторное устройство.

Причем, согласно разработанному техническому решению [163, 164], содержит также датчики частоты вращения левого и правого ведомых колес, связанные с контроллером.

Сущность разработанного технического решения поясняется схемой ПБС колесной машины, приведенной на рисунке 7.77.



1 – контроллер; 2 – датчик частоты вращения левого ведущего колеса; 3 – датчик частоты вращения правого ведущего колеса; 4 – левое ведущее колесо; 5 – правое ведущее колесо; 6 – датчик частоты вращения левого ведомого колеса; 7 – датчик частоты вращения левого ведомого колеса; 8 – левое ведомое колесо; 9 – правое ведомое колесо; 10 – клапан подачи давления; 11 – клапан управления давлением привода тормоза левого ведущего колеса; 12 – клапан управления давлением привода тормоза правого ведущего колеса; 13 – индикаторное устройство; 14 – выключатель

Рисунок 7.77 – Структурная схема 5 бортовой системы управления приводами колес

Разработанная схема ПБС содержит контроллер 1, датчики 2 и 3 частоты вращения левого 4 и правого 5 ведущих колес, датчики 6 и 7 частоты вращения левого 8 и правого 9 ведомых колес, клапан 10 подачи давления, клапаны 11 и 12 управления давлением привода тормоза левого 4 и правого 5 ведущих колес, индикаторное устройство 13, выключатель 14.

Датчики 2 и 3 частоты вращения левого 4 и правого 5 ведущих колес, датчики 6 и 7 частоты вращения левого 8 и правого 9 ведомых колес, клапан 10 подачи давления, клапаны 11 и 12 управления давлением привода тормоза левого 4 и правого 5 ведущих колес, индикаторное устройство 13 и выключатель 14 с помощью электрических кабелей (не обозначены) связаны с контроллером 1.

Разработанная ПБС колесной машины работает следующим образом.

399

Водителем с помощью выключателя 14 система включается в режим автоматизированной работы. При этом загорается соответствующая индикаторная лампа индикаторного устройства 13.

Данные о частоте вращения левого 4 и правого 5 ведущих колес от датчиков 2 и 3 и о частоте вращения левого 8 и правого 9 ведомых колес от датчиков 6 и 7 по электрическим кабелям поступают в контроллер 1.

Контроллером 1 рассчитываются поступательные скорости движения левого 8 и правого 9 ведомых колес посредством умножения радиусов качения левого 8 и правого 9 ведомых колес на соответствующие частоты вращения левого 8 и правого 9 ведомых колес:

$$v_{1l} = r_{1l} \cdot \omega_{1l}; \qquad v_{1r} = r_{1r} \cdot \omega_{1r}, \qquad (7.90)$$

где v_{1l} – поступательная скорость движения левого ведомого колеса 8;

*r*₁₁ – радиус качения левого колеса 8 в ведомом режиме;

 ω₁₁ – частота вращения левого ведомого колеса 8 по показаниям датчика 6 частоты вращения левого ведомого колеса;

*v*_{1r} – поступательная скорость движения правого ведомого колеса 9;

*r*_{1*r}</sub> – радиус качения правого колеса 9 в ведомом режиме;</sub>*

*ω*_{1*r*} – частота вращения правого ведомого колеса 9 по показаниям датчика 7 частоты вращения правого ведомого колеса.

Полученные таким образом значения поступательных скоростей v_{1l} и v_{1r} движения левого 8 и правого 9 ведомых колес соотносятся между собой.

В случае, если поступательная скорость v_{1l} левого ведомого колеса 8 больше поступательной скорости v_{1r} правого ведомого колеса 9, радиус траектории движения колесной машины и поступательные скорости v_{2l} и v_{2r} движения левого 4 и правого 5 ведущих колес рассчитываются на основании кинематики криволинейного движения по следующим зависимостям:

- радиус R траектории движения колесной машины

$$R = \frac{B_{\rm l} \cdot \left(v_{\rm ll}^2 + v_{\rm lr}^2\right)}{2 \cdot \left(v_{\rm ll}^2 - v_{\rm lr}^2\right)} \pm \sqrt{\left[-\frac{B_{\rm l} \cdot \left(v_{\rm ll}^2 + v_{\rm lr}^2\right)}{2 \cdot \left(v_{\rm ll}^2 - v_{\rm lr}^2\right)}\right]^2 - \left(\frac{B_{\rm l}^2}{4} + L^2\right)},$$
 (7.91)

где *B*₁ – расстояние между точками пересечения осей шкворней управляемой оси с опорной поверхностью;

L – база колесной машины;

 поступательные скорости движения левого 4 и правого 5 ведущих колес

$$v_{2l} = \frac{\left(v_{1l} + v_{1r}\right)}{2 \cdot \sqrt{R^2 + L^2}} \cdot \left(R + \frac{B_2}{2}\right); \quad v_{2r} = \frac{\left(v_{1l} + v_{1r}\right)}{2 \cdot \sqrt{R^2 + L^2}} \cdot \left(R - \frac{B_2}{2}\right), \quad (7.92)$$

где v_{2l} – поступательная скорость движения левого ведущего колеса 4;

v_{2r} – поступательная скорость движения правого ведущего колеса 5;

 B_{2} – колея ведущего моста колесной машины.

В случае, если поступательная скорость v_{1r} правого ведомого колеса 9 больше поступательной скорости v_{1l} левого ведомого колеса 8, радиус траектории движения колесной машины и поступательные скорости v_{2l} и v_{2r} движения левого 4 и правого 5 ведущих колес рассчитываются по следующим зависимостям:

- радиус *R* траектории движения колесной машины

$$R = \frac{B_{1} \cdot \left(v_{1r}^{2} + v_{1l}^{2}\right)}{2 \cdot \left(v_{1r}^{2} - v_{1l}^{2}\right)} \pm \sqrt{\left[-\frac{B_{1} \cdot \left(v_{1r}^{2} + v_{1l}^{2}\right)}{2 \cdot \left(v_{1r}^{2} - v_{1l}^{2}\right)}\right]^{2} - \left(\frac{B_{1}^{2}}{4} + L^{2}\right)}, \quad (7.93)$$

где *B*₁ – расстояние между точками пересечения осей шкворней управляемой оси с опорной поверхностью;

L – база колесной машины;

 поступательные скорости движения левого 4 и правого 5 ведущих колес

$$v_{2l} = \frac{\left(v_{1l} + v_{1r}\right)}{2 \cdot \sqrt{R^2 + L^2}} \cdot \left(R - \frac{B_2}{2}\right); \quad v_{2r} = \frac{\left(v_{1l} + v_{1r}\right)}{2 \cdot \sqrt{R^2 + L^2}} \cdot \left(R + \frac{B_2}{2}\right), \quad (7.94)$$

где *v*₂₁ – поступательная скорость движения левого ведущего колеса 4;

*v*_{2r} – поступательная скорость движения правого ведущего колеса 5;

*B*₂ – колея ведущего моста колесной машины.

С учетом найденных текущих значений поступательных скоростей v_{2l} и v_{2r} движения левого 4 и правого 4 ведущих колес контроллером 1 рассчитываются коэффициенты буксований левого 4 и правого 4 ведущих колес по зависимостям [102]

$$s_{\delta l} = 1 - \frac{r_{2l}}{r_{2l}^{o}}; \ s_{\delta r} = 1 - \frac{r_{2r}}{r_{2r}^{o}}, \tag{7.95}$$

где *s*_{*δl*} – коэффициент буксования левого ведущего колеса;

 r_{2l} – радиус качения левого ведущего колеса 4 (где ω_{2l} – частота вращения левого ведущего колеса 4 по показаниям датчика 2 частоты вращения левого ведущего колеса 4), $r_{2l} = \frac{v_{2l}}{\omega_{2l}}$;

 r_{2l}^{o} — радиус качения левого ведущего колеса 4 в ведомом режиме;

*s*_{δr} – коэффициент буксования правого ведущего колеса 5;

 r_{2r} – радиус качения правого ведущего колеса 5 (где ω_{2r} – частота вращения правого ведущего колеса 5 по показаниям датчика 3 частоты вращения правого ведущего колеса 5), $r_{2r} = \frac{v_{2r}}{\omega_{2r}}$;

 r_{2r}^{o} — радиус качения правого ведущего колеса 5 в ведомом режиме.

Полученные значения коэффициентов буксований $s_{\delta l}$ и $s_{\delta r}$ левого 4 и правого 5 ведущих колес сравниваются контроллером 1 между собой и с пороговыми величинами s_{δ} коэффициентов буксований.

В случае неравенства коэффициентов буксований $s_{\delta l}$ и $s_{\delta r}$ левого 4 и правого 5 ведущих колес и превышения коэффициента буксования $s_{\delta l}$ левого ведущего колеса 4 пороговой величины s_{δ} контроллер 1 активизирует клапан 10 подачи давления и осуществляет управление клапаном 11 управления давлением привода тормоза левого ведущего колеса 4. При подтормаживании имеющего большее буксование левого ведущего колеса 5, по-

вышаются ОП и ТСС колесной машины. О срабатывании ПБС сигнализирует соответствующая индикаторная лампа индикаторного устройства 13.

В случае неравенства коэффициентов буксований $s_{\delta l}$ и $s_{\delta r}$ левого 4 и правого 5 ведущих колес и превышения коэффициента буксования $s_{\delta r}$ правого ведущего колеса 5 пороговой величины s_{δ} контроллер 1 активизирует клапан 10 подачи давления и осуществляет управление клапаном 12 управления давлением привода тормоза правого ведущего колеса 5. При подтормаживании имеющего большее буксование правого ведущего колеса 5 увеличивается крутящий момент на левом ведущем колесе 4 и, как следствие, ОП и ТСС повышаются, а энергозатраты колесной машины снижаются. О срабатывании ПБС сигнализирует соответствующая индикаторная лампа индикаторного устройства 13.

Описанный алгоритм работы ПБС колесной машины постоянно повторяется.

Выключается ПБС колесной машины с помощью выключателя 14. С выключением ПБС гаснет соответствующая индикаторная лампа на индикаторном устройстве 13.

Таким образом, предлагаемая схема ПБС колесной машины при сохранении своих функциональных возможностей позволяет исключить сложно компонуемый в конструкцию рулевого управления датчик угла поворота рулевого колеса на основе использования датчиков частоты вращения левого и правого ведомых колес, получивших широкое применение в системах АБС, и обработки их показаний.

Принципиальная схема 6 направлена на решение задачи практической реализации способа комбинированного управления силовым приводом ведущих колес, разработанного в пункте 7.4.2.

Решение поставленной задачи достигается тем, что ПБС колесной машины содержит следующие основные элементы [165, 166]: ЭБУ (контроллер), датчики частоты вращения левого и правого ведущих колес, клапан подачи давления, клапаны управления давлением привода тормоза левого и правого ведущих колес, индикаторное устройство.

Причем, согласно разработанному техническому решению [165, 166], также содержит датчики частоты вращения левого и правого ведомых колес и блок управления крутящим моментом двигателя, связанные с контроллером.

Сущность разработанного технического решения поясняется принципиальной схемой ПБС колесной машины, приведенной на рисунке 7.78.



1 – контроллер; 2 – датчик частоты вращения левого ведущего колеса; 3 – датчик частоты вращения правого ведущего колеса; 4 – левое ведущее колесо; 5 – правое ведущее колесо; 6 – датчик частоты вращения правого ведомого колеса; 7 – датчик частоты вращения правого ведомого колеса; 8 – левое ведомое колесо; 9 – правое ведомое колесо; 10 – блок управления крутящим моментом двигателя; 11 – клапан подачи давления; 12 – клапан управления давлением привода тормоза левого ведущего колеса; 13 – клапан управления давлением привода тормоза левого ведущего колеса; 14 – индикаторное устройство; 15 – выключатель

Рисунок 7.78 – Структурная схема 6 бортовой системы управления приводами колес

Разработанная схема ПБС колесной машины содержит контроллер 1, датчики 2 и 3 частоты вращения левого 4 и правого 5 ведущих колес, датчики 6 и 7 частоты вращения левого 8 и правого 9 ведомых колес, блок 10 управления крутящим моментом двигателя, клапан 11 подачи давления, клапаны 12 и 13 управления давлением привода тормоза левого 4 и правого 5 ведущих колес, индикаторное устройство 14, выключатель 15.

Датчики 2 и 3 частоты вращения левого 4 и правого 5 ведущих колес, датчики 6 и 7 частоты вращения левого 8 и правого 9 ведомых колес, блок 10 управления крутящим моментом двигателя, клапан 11 подачи давления, клапаны 12 и 13 управления давлением привода тормоза левого 4 и правого 5 ведущих колес, индикаторное устройство 14 и выключатель 15 с помощью электрических кабелей (не обозначены) связаны с контроллером 1.

Разработанная ПБС колесной машины работает следующим образом.

Водителем с помощью выключателя 15 система включается в режим автоматизированной работы. При этом загорается соответствующая индикаторная лампа индикаторного устройства 14.

Данные о частоте вращения левого 4 и правого 5 ведущих колес от датчиков 2 и 3 и о частоте вращения левого 8 и правого 9 ведомых колес от датчиков 6 и 7 по электрическим кабелям поступают в контроллер 1.

Контроллером 1 рассчитываются поступательные скорости движения левого 8 и правого 9 ведомых колес посредством умножения радиусов качения левого 8 и правого 9 ведомых колес на соответствующие частоты вращения левого 8 и правого 9 ведомых колес по формулам (7.90). Полученные значения поступательных скоростей v_{1l} и v_{1r} движения левого 8 и правого 9 ведомых колес соотносятся между собой.

В случае, если поступательная скорость v_{1l} левого ведомого колеса 8 больше поступательной скорости v_{1r} правого ведомого колеса 9, радиус *R* траектории движения колесной машины и поступательные скорости v_{2l} и v_{2r} движения левого 4 и правого 5 ведущих колес рассчитываются на основании кинематики криволинейного движения по зависимостям (7.91) и (7.92).

В случае, если поступательная скорость v_{1r} правого ведомого колеса 9 больше поступательной скорости v_{1l} левого ведомого колеса 8, радиус траектории движения колесной машины и поступательные скорости v_{2l} и v_{2r} движения левого 4 и правого 5 ведущих колес рассчитываются по зависимостям (7.93) и (7.94).

С учетом найденных текущих значений поступательных скоростей v_{2l} и v_{2r} движения левого 4 и правого 5 ведущих колес контроллером 1 рассчитываются коэффициенты буксований левого 4 и правого 5 ведущих колес по зависимостям (7.95).

Полученные значения коэффициентов буксований $s_{\delta l}$ и $s_{\delta r}$ левого 4 и правого 5 ведущих колес сравниваются контроллером 1 между собой и с пороговыми величинами s_{δ} коэффициентов буксований.

В случае равенства коэффициентов буксований $s_{\delta l}$ и $s_{\delta r}$ левого 4 и правого 5 ведущих колес и превышения их значений пороговой величины s_{δ} контроллер 1 активизирует блок 10 управления крутящим моментом двигателя. Блок 10 управления крутящим моментом двигателя уменьшает крутящий момент двигателя, подводимый трансмиссией к левому 4 и правому 5 ведущим колесам. В результате улучшаются сцепные условия левого 4 и правого 5 ведущих колес, увеличивается тяговое усилие, а следовательно, повышаются ОП и ТСС и снижаются энергозатраты машины. О срабатывании ПБС сигнализирует соответствующая индикаторная лампа индикаторного устройства 14.

В случае неравенства коэффициентов буксований $s_{\delta l}$ и $s_{\delta r}$ левого 4 и правого 5 ведущих колес и превышения коэффициента буксования $s_{\delta l}$ левого ведущего колеса 4 пороговой величины s_{δ} контроллер 1 активизирует клапан 11 подачи давления и осуществляет управление клапаном 12 управления давлением привода тормоза левого ведущего колеса 4. При подтормаживании имеющего большее буксование левого ведущего колеса 4 увеличивается крутящий момент на правом ведущем колесе 5, повышается уровень реализации ОП и ТСС, что приводит к снижению энергозатрат колесной машины. О срабатывании ПБС сигнализирует соответствующая индикаторная лампа индикаторного устройства 14.

В случае неравенства коэффициентов буксований $s_{\delta l}$ и $s_{\delta r}$ левого 4 и правого 5 ведущих колес и превышения коэффициента буксования $s_{\delta r}$ правого ведущего колеса 5 пороговой величины s_{δ} контроллер 1 активизирует клапан 11 подачи давления и осуществляет управление клапаном 13 управления давлением привода тормоза правого ведущего колеса 5. При подтормаживании имеющего большее буксование правого ведущего колеса 5 увеличивается крутящий момент на левом ведущем колесе 4 и, как следствие, ОП и ТСС повышаются, энергозатраты машины снижаются. О срабатывании ПБС сигнализирует соответствующая индикаторная лампа индикаторного устройства 14.

Описанный алгоритм функционирования ПБС колесной машины постоянно повторяется.

Выключается ПБС колесной машины с помощью выключателя 15. С выключением ПБС гаснет соответствующая индикаторная лампа на ин-

дикаторном устройстве 14.

Следовательно, разработанная схема позволяет при сохранении функциональных возможностей ПБС колесной машины исключить применение сложно компонуемого в конструкцию рулевого управления датчика угла поворота рулевого колеса на основе использования датчиков частоты вращения левого и правого ведомых колес, получивших широкое применение в системах АБС, и обработки их показаний, а также расширить рабочую область ПБС колесной машины областью с равными буксованиями ведущих колес.

Таким образом, для практической реализации способов автоматизированного управления приводом ведущих колес разработано шесть принципиальных схем бортовых электронных систем, обеспечивающих снижение энергозатрат, повышение ОП и ТСС многоприводных машин.

Разработанные принципиальные схемы бортовых систем управления приводом ведущих колес многоприводных машин защищены патентами РБ [156, 157, 159, 161, 163, 165] и РФ [155, 158, 160, 162, 164, 166].

7.4.4 Бортовая электронная система управления приводом ведущих колес внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8 × 8.

Целью данного раздела явилась экспериментальная оценка правомерности разработанных теоретических положений посредством разработки, изготовления и проведения стендовых и дорожных испытаний экспериментального образца электронной системы управления приводом ведущих колес внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8 × 8 (далее – АСБД).

Выбор принципиальной схемы для разработки и изготовления АСБД обосновывался с учетом конструктивных особенностей внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8 × 8 и, в частности, внедорожного автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 (рисунок 7.79) на базе колесного шасси МЗКТ-6527 нового поколения, принятого в качестве объекта для проведения дорожных испытаний.



Рисунок 7.79 — Шасси коле
сное МЗКТ-6527 с колесной формулой 8 × 8 нового поколения в составе само
свала

Во внимание принимались следующие конструктивные особенности автомобиля-самосвала МЗКТ-652700.

В передних управляемых ведущих мостах новых моделей внедорожных машин M3KT с колесной формулой 8 × 8 устанавливаются ДПТ с улучшенной характеристикой блокирующих свойств [131], описание конструкции и результаты испытаний которых подробно изложены в [132]. ДПТ по принципу своей работы является самоблокирующимся дифференциальным механизмом привода ведущих колес. Он блокирует межколесный привод в случаях отрыва одного из колес управляемых мостов от опорной поверхности, передачи больших крутящих моментов и обеспечивает при этом перераспределение дополнительной касательной силы тяги к ведущему колесу, находящемуся на опорной поверхности с более высоким коэффициентом ф сцепления.

Ведущие колеса задних неуправляемых мостов внедорожных машин МЗКТ приводятся межколесными (ДСХ), которые по принципу своей работы также являются самоблокирующимися [83]. ДСХ осуществляют блокированный привод ведущих колес и отключение привода одного из колес вследствие циркуляции мощности при передаче к этому колесу нулевых значений крутящего момента и возникновении на нем отрицательных крутящих моментов.

В качестве межтележечного и межосевых дифференциальных механизмов используются простые симметричные дифференциалы с принудительной блокировкой. Распределение касательных сил тяги между колесами ведущих мостов передней и задней тележек простыми симметричными дифференциалами приводит к уменьшению общего тягового усилия и, соответственно, снижению ОП и ТСС при движении многоприводной машины по опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями.

Принудительная блокировка межтележечного и межосевых дифференциалов, осуществляемая водителем, приводит к увеличению общего тягового усилия, повышению ОП и ТСС многоприводной машины при движении по опорным поверхностям с нестабильными дорожно-сцепными условиями. Однако принудительная блокировка нагружает водителя выполнением дополнительной функции по слежению за текущим состоянием дорожно-сцепных условий и буксованиями ведущих колес. Кроме того, она осуществляется, как правило, в момент, когда значительное снижение ОП и ТСС или потеря подвижности уже произошли и требуются дополнительные затраты энергии на обеспечение мобильности машины. При этом несвоевременное разблокирование дифференциалов приводит к существенному повышению нагруженности силового привода при движении по усовершенствованным дорожным покрытиям и в большинстве случаев является причиной поломок элементов силового привода и потери подвижности многоприводных машин M3KT.

При обосновании принципиальной схемы АСБД учитывалось принятое решение об установке датчиков скоростей вращения колес АБС на все колесные шасси МЗКТ, выпускаемые с декабря 2008 г., в стандартной комплектации, а также их наличие в ступицах ведущих мостов автомобиля-самосвала МЗКТ-652700. Для упрощения элементной реализации АСБД анализировались характеристики датчиков скоростей вращения колес АБС и рассматривалась техническая возможность одновременного использования их в качестве датчиков скоростей вращения колес АБС и датчиков скоростей вращения ведущих колес АСБД.

Таким образом, выполненный анализ указанных особенностей конструкции внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8 × 8 позволил исключить необходимость дополнительной принудительной автоматизированной блокировки межколесных дифференциалов управляемых и неуправляемых мостов. При этом для снижения энергозатрат, повышения ОП и TCC, предотвращения возникновения высоких нагрузок и выхода из строя по этой причине элементов силового привода ведущих колес установлена необходимость применения электронного управления межосевыми дифференциалами передней и задней тележек и межтележечным дифференциалом привода ведущих колес.

Учитывая указанные особенности конструкции и результаты прове-

денного анализа, в целях снижения энергозатрат, повышения ОП и TCC и предотвращения высоких нагрузок в приводе ведущих колес в качестве основы для разработки АСБД принята принципиальная схема 2 электронной системы управления приводом ведущих колес, приведенная на рисунке 7.74.

Для формирования полнокомплектной АСБД разработан и изготовлен экспериментальный образец ЭБУ, представленный на рисунках 7.80 и 7.81. На основе способов управления приводом ведущих колес, приведенных в пункте 7.4.2, разработан алгоритм работы АСБД (рисунок 7.82), реализованный в программном обеспечении ЭБУ в среде MPLAB версий 7.63 и 8.15 [167].



Рисунок 7.80 — Макетный образец ЭБУ АСБД внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8 \times 8 (внешний вид)



Рисунок 7.81 — Макетный образец ЭБУ АСБД внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8 \times 8 (со снятой крышкой)



Рисунок 7.82 — Общий алгоритм работы бортовой системы управления приводами колес внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8×8

В *блоке* 1 алгоритма работы АСБД производится инициализация аппаратных ресурсов ЭБУ и внутренних переменных системы.

В *блоке* 2 выполняется оценка условий движения автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 на основании данных датчиков вращения ведущих колес.

В блоке 3 в случае неподвижности автомобиля-самос-

вала M3КТ-652700 для обеспечения эффективного разгона с места осуществляется блокировка управляемых дифференциалов.

Елок 4 выполняет основные функции АСБД по автоматизированному управлению дифференциалами силового привода ведущих колес автомобиля-самосвала МЗКТ-652700.

Елок 5 обеспечивает обработку внутренних аппаратных прерываний, посредством которой осуществляется сбор необходимой для работы системы информации, такой как временные интервалы, скорости вращения колес, информации о работоспособности датчиков вращения, а также встроенного контроля работоспособности АСБД в целом.

Для оценки правомерности и экспериментального подтверждения разработанных и приведенных в пунктах 7.4.2 и 7.4.3 теоретических положений проводились стендовые испытания ЭБУ (см. рисунки 7.80 и 7.81) и дорожные испытания колесного шасси МЗКТ-6527 в составе самосвала, укомплектованного разработанной АСБД [168].

При стендовых испытаниях ЭБУ устанавливался на стенд ИО-105 ведущего моста 69237-2400012-30 с управляемым дифференциалом и тормозными камерами типа 24. К механизму блокировки управляемого дифференциала подсоединялся электромагнитный клапан КЭМ-16-01, соединенный трубопроводом с ресивером. Управление электромагнитным клапаном КЭМ-16-01 осуществлялось ЭБУ, к которому электрическими кабелями подключались датчики скоростей вращения колес и выключатель ВК-24-1, сигнализирующий о состоянии механизма блокировки управляемого дифференциала.

При вращении шестерни главной передачи ведущего моста 69237-2400012-30 приводом стенда ИО-105 с поочередно включенными I-V передачами и передачей заднего хода в коробке передач ЯМЗ-206 производилась подача сжатого воздуха через редуктор давления 122-12 в тормозную камеру. Тем самым достигалась и увеличивалась разность скоростей вращения ступиц ведущих колес. При достижении разности скоростей вращения ступиц ведущих колес заданной пороговой величины ЭБУ командным (управляющим) сигналом включался КЭМ-16-01, что приводило к подаче сжатого воздуха в механизм блокировки и блокировке управляемого дифференциала. После заданного программным обеспечением ЭБУ промежутка времени КЭМ-16-01 выключался, сжатый воздух выходил из механизма блокировки в атмосферу и управляемый дифференциал разблокировался. При постоянной подаче сжатого воздуха в тормозную камеру снова обеспечивалась разность скоростей вращения ступиц ведущих колес, чем достигалась цикличность блокирования и разблокирования управляемого дифференциала.

Проверка работоспособности ЭБУ осуществлялась при следующих режимах:

 – при различных скоростях вращения ступиц ведущих колес, изменяемых от 12 до 104 мин⁻¹;

 – без колес и с колесами, установленными на ступицах ведущего моста 69237-2400012-30;

 при различных величинах давления сжатого воздуха в ресивере, соответствующих 0,65 и 0,75 МПа;

 с различным временем удержания управляемого дифференциала в заблокированном состоянии от 2 до 15 с.

Проверка работоспособности ЭБУ проводилась при разнице скоростей вращения ступиц ведущих колес 20 мин⁻¹.

Результаты стендовых испытаний ЭБУ с помощью измерительной аппаратуры и мобильного персонального компьютера НР Сотрад nx8220 с программной средой ASBD в зависимости от различных эксплуатационных факторов фиксировались в виде:

– зависимостей скоростей вращения ступиц правого и левого колес ведущего моста 69237-2400012-30 с управляемым дифференциалом, оснащенного датчиками скоростей вращения колес АБС, от времени проведения испытаний. Пример зависимости скоростей вращения ступиц правого и левого колес ведущего моста от времени приведен на рисунке 7.83;

– зависимостей командного (управляющего) сигнала ЭБУ на блокировку управляемого дифференциала и изменения показания датчика блокировки управляемого дифференциала (выключателя ВК-24-1) в качестве информационного сигнала. Пример зависимостей командного (управляющего) сигнала ЭБУ и информационного сигнала от времени приведен на рисунке 7.84. Для лучшего визуального восприятия зависимости информационный сигнал условно представлялся отрицательным.

Анализ результатов стендовых испытаний позволил установить, что разработанная АСБД имеет высокие быстродействие и надежность работы по блокированию управляемых дифференциалов при достижении кинематического рассогласования параметров (в данном случае разности скоростей вращения) ведущих колес пороговой величины, задаваемой программным обеспечением ЭБУ. Время от выдачи ЭБУ командного (управляющего) сигнала на электромагнитный клапан КЭМ-16-01 до выдачи выключателем ВК-24-1 информационного сигнала, сигнализирующего о блокировке управляемого дифференциала, на всех испытательных режимах не превысило 0,15 с.



Рисунок 7.83 – Зависимости скоростей вращения ведущих колес от времени



Рисунок 7.84 – Зависимости командного и информационного сигналов при работе АСБД

Время от момента прекращения ЭБУ командного (управляющего) сигнала на электромагнитный клапан КЭМ-16-01 до разблокирования управляемого дифференциала (время разблокирования управляемого дифференциала) в зависимости от номера включенной передачи в коробке передач ЯМЗ-206 и скоростей вращения ведущих колес составляет от 0,1 до 0,85 с. На передаче заднего хода время разблокирования управляемого

дифференциала достигает значения, равного 2,35 с. С увеличением номера включенной передачи и скоростей вращения ведущих колес время разблокирования управляемого дифференциала незначительно уменьшается. Имеющееся незначительное запаздывание при разблокировании управляемого дифференциала является следствием трения в механизме блокировки, обусловленного особенностями его конструкции, и не оказывает существенного влияния на работу АСБД.

Время удержания управляемого дифференциала в заблокированном состоянии не оказывает влияния на процессы, сопровождающие его блокирование и разблокирование, а также работу АСБД в целом.

Изменение величины давления сжатого воздуха в ресивере с 0,65 до 7,5 МПа не влияет на быстродействие и надежность срабатывания механизма блокировки управляемого дифференциала.

Испытания ЭБУ без колес и с колесами, установленными на ступицах ведущего моста 69237-2400012-30, показали, что отсутствие и наличие колес на ступицах ведущего моста также не оказывают влияния на работу АСБД.

После проведенных испытаний были произведены разборка и осмотр центрального редуктора ведущего моста 69237-2400012-30 для оценки состояния деталей механизма блокировки управляемого дифференциала. Разборка ведущего моста 69237-2400012-30 и осмотр его деталей не выявили каких-либо изменений в состоянии элементов механизма блокировки управляемого дифференциала, что свидетельствует о работоспособности механизма блокировки управляемого дифференциала.

Для проведения дорожных испытаний разработанная АСБД устанавливалась на автомобиле-самосвале МЗКТ-652700 (рисунок 7.85).



Рисунок 7.85 — Движение автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 «Волат» по грунтовой дороге в разбитом состоянии

Дорожные испытания проводились при следующих режимах:

 при движении и торможении автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 на дороге с асфальтовым покрытием;

 при движении автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 по грунтовой дороге с песчаным покрытием и заполненными водой выбоинами диаметром от 0,75 до 1,5 м и глубинами от 0,1 до 0,4 м;

 при движении автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 по пересеченной местности (бездорожью).

Испытания автомобиля-самосвала M3KT-652700 проводились как со штатным режимом работы ACБД, так и с режимом нештатной работы ACБД. Для моделирования режима нештатной работы ACБД осуществлялось отключение канала информационного сигнала датчика скорости вращения одного из ведущих колес, чем имитировались обрыв электрического кабеля и выход из строя датчика скорости вращения ведущего колеса. В данном случае производилось отключение датчика скорости вращения правого ведущего колеса второго моста.

Испытания проводились в декабре 2008 г. при температуре окружающего воздуха –6 °С.

Результаты дорожных испытаний автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 с АСБД в составе самосвала в виде зависимостей скоростей вращения ведущих колес, командных (управляющих) сигналов ЭБУ на блокировку межосевых и межтележечного дифференциалов силового привода ведущих колес фиксировались с помощью мобильного персонального компьютера НР Сотрад nx8220 с программной средой ASBD, подключаемого к ЭБУ. Примеры экспериментальных зависимостей приведены на рисунках 7.86–7.90.

Анализ результатов дорожных испытаний позволил установить, что при равномерном движении, разгоне и торможении автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 в составе самосвала на дороге с асфальтовым покрытием разработанная АСБД не вмешивается в работу силового привода ведущих колес и не блокирует управляемые межтележечный и межосевые дифференциалы.





Рисунок 7.86 – Фрагмент записи скоростей вращения колес при движении машины МЗКТ-6527 с АСБД на дороге с асфальтовым покрытием



Рисунок 7.87 – Фрагмент записи скоростей вращения колес при торможении машины МЗКТ-6527 с АСБД на дороге с асфальтовым покрытием



Рисунок 7.88 – Фрагмент записи скоростей вращения колес при движении машины МЗКТ-6527 с АСБД на грунтовой дороге (песок)



Рисунок 7.89 – Фрагмент записи скоростей вращения колес при торможении машины МЗКТ-6527 с АСБД на грунтовой дороге (песок)

418





Рисунок 7.90 – Фрагмент записи скоростей вращения колес при движении машины МЗКТ-6527 с АСБД по пересеченной местности

При движении автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 в составе самосвала по грунтовой дороге с песчаным покрытием и покрытыми льдом лужами глубиной от 0,05 до 0,2 м, а также по пересеченной местности (бездорожью) в случаях достижения разности скоростей вращения ведущих колес мостов и тележек заданной пороговой величины система АСБД осуществляет управление силовым приводом ведущих колес, блокируя и разблокируя управляемые межтележечный и межосевые дифференциалы. При этом АСБД блокирует управляемые межтележечный и межосевые дифференциалы на различные по величине промежутки времени. Экспериментально установлено, что величина промежутков времени блокировки межтележечного и межосевых дифференциалов зависит от времени вращения ведущих колес соответствующих мостов и тележек с разностью, превышающей заданную в программном обеспечении ЭБУ пороговую величину. Время вращения ведущих колес мостов и тележек с разностью, превышающей заданную пороговую величину, при заблокированных соответствующих межосевых и межтележечном дифференциалах, в свою очередь, находится в зависимости от размеров участков опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. При проведении испытаний случаев потери подвижности автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 не фиксировалось.

В ходе дорожных испытаний автомобиля-самосвала M3KT-652700 установлена способность разработанной АСБД по блокированию и разблокированию управляемых дифференциалов в режиме нештатной работы. При отключении (отказе) датчика скорости вращения одного из ведущих колес или выходе из строя электрического кабеля, соединяющего датчик скорости вращения одного из ведущих колес с ЭБУ, разработанная АСБД сохраняет функции по блокированию и разблокированию управляемых дифференциалов в зависимости от состояния дорожно-сцепных условий при возникновении рассогласований кинематических параметров ведущих колес.

Экспериментальные исследования влияния режимов работы межтележечного и межосевых дифференциалов на эффективность ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091 показали, что управление приводом ведущих колес в тяжелых условиях эксплуатации позволяет повысить реализуемый ведущими колесами многоприводных машин крутящий момент на 10–22 кН·м и уровень реализации их ОП и ТСС в 2,4–5 раз [107].

7.4.5 Выводы.

Проведен анализ применяемых систем автоматизированного управления приводом ведущих колес многоприводных машин, который показал, что в РБ электрогидравлическая система управления БД заднего моста и приводом ПВМ применяется ОАО «МТЗ» на тракторах «Беларус», а электронные системы управления приводом ведущих колес отечественными предприятиями не производятся. В то же время электронные системы управления приводами колес находят широкое распространение на колесных машинах ведущих мировых производителей [169], обеспечивая им высокие ОП и ТСС в различных условиях эксплуатации.

Разработан способ превентивного управления силовым приводом ведущих колес многоприводных машин, отличающийся упреждающим управлением дифференциалами привода ведущих колес второго и последующих мостов и тележек при достижении рассогласований кинематических параметров ведущих колес соответствующих первых моста и тележки задаваемых пороговых величин. Превентивное управление позволяет обеспечить оптимальные режимы работы дифференциалов привода ведущих колес второго и последующих мостов и тележек с позиции эффективности ходовой системы для предстоящих реальных дорожно-сцепных условий в направлении движения ведущих колес второго и последующих за счет исключения раздельного буксования колес второго и последующих ведущих мостов и тележек. Исследована эффективность разработанного способа и установлена возможность повышения уровня реализации ОП и TCC внедорожной машины M3KT с колесной формулой 8 × 8 при преодолении вторым и последующими ведущими мостами участка опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями в результате превентивного управления силовым приводом ведущих колес на 3,8–4,1 %.

Разработан способ следящего управления силовым приводом ведущих мостов многоприводных машин, отличающийся тем, что разблокирование межосевых дифференциалов осуществляют по истечении определенных промежутков времени после снижения рассогласований кинематических параметров колес связываемых ими ведущих мостов ниже задаваемых пороговых величин. Следящее управление позволяет исключить разблокирование управляемых дифференциалов силового привода ведущих колес при движении многоприводной машины по участку опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями. Расчетными исследованиями подтверждены правомерность разработанного способа и его эффективность, выражающаяся в предотвращении снижения ОП и ТСС при движении внедорожной машины МЗКТ с колесной формулой 8 × 8 по опорной поверхности с нестабильными дорожно-сцепными условиями.

Разработан способ управления силовым приводом ведущих колес для обеспечения удовлетворительной управляемости многоприводных машин, отличающийся разблокированием управляемых дифференциалов привода ведущих колес в индивидуальном порядке, начиная с дифференциала с наиболее чувствительной к поворачиваемости блокировкой, при достижении численного значения показателя S_v заданной пороговой величины, характеризующей допустимый уровень снижения управляемости. Исследовано влияние режимов работы дифференциалов привода ведущих колес на управляемость многоприводных машин. Обоснована возможность упрощения элементной реализации электронных систем управления приводом ведущих колес колесных машин посредством разблокирования дифференциальных механизмов в зависимости от превышения текущих значений углов поворота рулевого или управляемых колес их пороговых величин, соответствующих экстремуму зависимости показателя S_v от углов поворота рулевого и управляемых колес при всех заблокированных дифференциалах. Определены оптимальные значения поворота внутреннего по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста для разблокирования дифференциальных механизмов привода ведущих колес для обеспечения удовлетворительной управляемости внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8 × 8.

Разработан способ комбинированного управления силовым приводом ведущих колес, заключающийся в использовании режимов подтормаживания ведущего колеса с более высоким коэффициентом буксования и режима регулирования мощности двигателя при наличии рассогласования кинематических параметров ведущих и ведомых колес заданной пороговой величины. Причем, согласно разработанному техническому решению, при достижении ведущими колесами заданной пороговой величины рассогласования кинематических параметров переходят на автономный режим подтормаживания ведущего колеса с более высоким коэффициентом буксования до выравнивания этих параметров с заданной точностью. При превышении величиной буксования неподторможенного ведущего колеса величины буксования подторможенного ведущего колеса осуществляют растормаживание последнего до заданной пороговой величины рассогласования указанных параметров ведущих колес. Причем при превышении рассогласования кинематических параметров ведущих и ведомых колес пороговой величины и равенстве буксований ведущих колес переходят на автономный режим регулирования мощности двигателя путем ее уменьшения до достижения заданной пороговой величины рассогласования этих параметров. Разработанный способ комбинированного управления приводом ведущих колес позволяет снизить энергозатраты и повысить КПД ходовой системы η_{гяд} до 8,2 % по сравнению с многоприводной машиной с серийным приводом ведущих колес или же снизить путевой расход топлива Q_s до 6,4-9,2 л/100 км.

Разработаны принципиальные схемы бортовых электронных систем управления приводом ведущих колес многоприводных машин, отличающиеся составом элементной базы и потенциальными возможностями регулирования касательных сил тяги ведущих колес [170], направленные на решение следующих научно-технических задач:

 повышения точности измерения скоростей вращения ведущих колес до значений, обеспечивающих работоспособность и надежную работу АСБД при трогании с места и движении многоприводных машин с ползучими скоростями;

 – упрощения элементной базы при сохранении функциональных возможностей электронных систем управления приводом ведущих колес за счет замещения датчиков скорости поступательного движения и угла поворота рулевого колеса многоприводных машин преобразованиями ЭБУ данных скоростей вращения ведущих и ведомых колес;

 обеспечения удовлетворительной управляемости многоприводных машин при работе электронной системы управления приводом ведущих колес за счет своевременного и целенаправленного разблокирования управляемых дифференциалов в индивидуальном порядке;

 повышения эффективности ходовых систем многоприводных машин в результате интегрированного управления дифференциальными механизмами привода ведущих колес и системой центральной накачки шин;

 практической реализации способа комбинированного управления приводом ведущих колес, а также расширения рабочего диапазона областью с равными буксованиями ведущих колес.

Разработанные способы управления приводом ведущих колес и принципиальные схемы электронных систем управления приводом ведущих колес многоприводных колесных машин защищены патентами РБ и РФ на изобретения и полезные модели.

На основе разработанных способов управления силовым приводом ведущих колес и принципиальных схем электронных систем управления приводом ведущих колес впервые в РБ и странах СНГ разработана, изготовлена и испытана электронная система управления приводом ведущих колес для внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8 × 8 нового поколения [107]. Проведенные стендовые исследования ЭБУ и дорожные испытания автомобиля-самосвала МЗКТ-652700 подтвердили работоспособность и эффективность разработанной АСБД, а также правомерность разработанных и приведенных в данной работе теоретических положений. Экспериментально показано, что разработанная АСБД позволяет высвободить водителя от функции управления приводом ведущих колес, обеспечивая в тяжелых условиях эксплуатации повышение реализуемого ведущими колесами крутящего момента на 10–22 кН·м и уровня реализации ОП и ТСС многоприводной машины в 2,4–5 раз.

7.5 Совершенствование рулевого управления многоприводных колесных машин

Управление направлениями реализации касательных сил тяги в эксплуатации колесных машин осуществляется водителем с помощью рулевого механизма. В целях подтверждения правомерности и оценки эффективности разработанной методологии проектирования привода ведущих колес с позиции обеспечения необходимых предпосылок для совершенствования рулевого привода ведущих колес, а также развития конструкции рулевого управления колесных машин отечественного производства в данном разделе приводятся результаты:

- исследований кинематики наиболее распространенных схем руле-
– разработки метода количественной оценки рассогласования кинематики поворота управляемых колес, а также метода оценки влияния рассогласования кинематики поворота управляемых колес на эффективность ходовой системы многоприводных машин;

 – разработки метода синтеза рулевого привода с регулируемой кинематикой поворота управляемых колес, а также применения разработанного метода для синтеза кинематической схемы рулевого привода с регулируемой кинематикой поворота управляемых колес многоприводной машины с колесной формулой 4 × 4 и передним управляемым мостом;

 – разработки метода оптимизации углов поворота управляемых колес с позиции минимизации энергозатрат колесных машин, а также оптимизации углов поворота управляемых колес многоприводной машины с колесной формулой 4 × 4 и передним управляемым мостом;

 – разработки промышленных образцов рулевых колес с улучшенными эстетическими и эргономическими свойствами для многоприводных машин, выпускаемых машиностроительными предприятиями РБ;

 – разработки метода интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес и устройства интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес.

7.5.1 Анализ применяемых рулевых приводов ведущих колес.

Развитие конструкции и направлений исследования рулевого привода ведущих колес нашло широкое отражение в научнотехнической литературе [171].

Анализ научно-технической и патентной литературы свидетельствует о том, что основным функциональным назначением рулевого управления является обеспечение задаваемого водителем поворотом рулевого колеса направления движения колесной машины при минимальных энергозатратах силовой установки и минимальном уровне психомоторных затрат со стороны водителя.

Требование обеспечения задаваемого водителем поворотом рулевого колеса направления движения колесной машины при минимальных энергозатратах силовой установки с позиции проектирования и функционирования привода ведущих колес выполняется точностью кинематики рулевой трапеции, при которой колеса управляемых мостов (и/или осей) колесной машины катятся по концентрическим окружностям [172]. Как известно, качение колес управляемых мостов по концентрическим окружностям обеспечивается выполнением условия

$$\operatorname{ctg} \alpha_{i1} - \operatorname{ctg} \alpha_{i2} = \frac{b_{0i}}{l_{pi}}, \qquad (7.96)$$

где α_{i1} и α_{i2} – угол поворота соответственно наружного и внутреннего колес *i*-го управляемого моста по отношению к центру поворота колесной машины;

 b_{0i} – расстояние между точками пересечения осей поворота колес *i*-го моста с плоскостью опорной поверхности;

l_{pi} – расстояние от *i*-го управляемого моста до проекции полюса поворота на продольную ось колесной машины.

Невыполнение условия (7.96) приводит к качению управляемых колес по окружностям, не имеющим общего центра, повышению сопротивления движению колесных машин по криволинейным траекториям, увеличению износа шин и расхода топлива [107].

В конструкции колесных машин применяются рулевые привода ведущих колес с различными схемами рулевых трапеций, которые определяют кинематические параметры движения и направления реализации касательных сил тяги управляемых ведущих колес. Наиболее распространенными из рулевых трапеций для управления направлениями качения и реализации касательных сил тяги ведущих колес многоприводных машин с одним управляемым мостом являются четырех- и шестизвенная. Для управления направлениями качения и реализации касательных сил тяги ведущих колес многоприводных машин с несколькими управляемыми мостами применяются многозвенные рулевые трапеции, конструкция которых определяется, в первую очередь, условиями их компоновки.

Оценка рулевых трапеций, в том числе привода ведущих колес, производится, как правило, с помощью зависимостей действительного и теоретического углов поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего управляемого колеса, отклонения действительного угла поворота наружного управляемого колеса от теоретического угла его поворота (погрешности Δ поворота наружного колеса) в зависимости от угла поворота внутреннего управляемого колеса, а также суммы $\Sigma \Delta^2$ квадратов отклонений действительных углов поворота управляемых колес от их теоретических значений.

Требование обеспечения задаваемого водителем поворотом рулевого колеса направления движения колесной машины при минимальном уровне психомоторных затрат со стороны водителя выполняется соответствующими условиями труда водителя, в формировании которых одно из важнейших значений имеют эргономические и эстетические свойства рулевого колеса. В результате проведенного анализа установлено, что художественно-технический уровень рулевых колес отечественного производства не соответствует мировому уровню развития техники, что проявляется как в художественном исполнении, так и в технических решениях, не обеспечивающих, в частности, снижение уровня вибраций, передаваемых водителю от рулевого управления.

Для определения перспективных направлений развития рулевого привода ведущих колес рассмотрим результаты исследований наиболее распространенных в конструкции многоприводных машин с одним управляемым мостом четырех- и шестизвенной рулевых трапеций и оптимизации их параметров, а также проведем исследования кинематики рулевого привода ведущих колес многоприводной машины с несколькими управляемыми мостами.

7.5.1.1 Кинематика рулевого привода ведущих колес многоприводных колесных машин с одним управляемым мостом. Рассмотрим результаты исследований и оптимизации параметров наиболее распространенных для управления направлениями качения и реализации касательных сил тяги ведущих колес схем рулевого привода многоприводных машин с четырех-и шестизвенной трапециями.

Четырехзвенная рулевая трапеция. Непосредственно исследование четырехзвенной рулевой трапеции и оптимизация ее параметров проведены в [173].

Расчетная схема четырехзвенной рулевой трапеции многоприводной машины представлена на рисунке 7.91.



Рисунок 7.91 – Расчетная схема четырехзвенной рулевой трапеции [173]

Результаты исследований кинематики рулевой четырехзвенной трапеции, выполненные применительно к колесному трактору тягового класса 1,4, отображены на рисунке 7.92. Зависимости, приведенные на рисунке 7.92, свидетельствуют о том, что в диапазоне поворота внутреннего управляемого колеса от 0 до 0,35 рад наружное управляемое колесо поворачивается на угол, несколько больший, чем определяемый зависимостью (7.96) теоретический.



1 - теоретическая зависимость; 2 - действительная зависимость

Рисунок 7.92 – Зависимость действительного угла поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего колеса [173]

При дальнейшем увеличении угла поворота внутреннего управляемого колеса наружное управляемое колесо начинает поворачиваться на угол, меньший теоретического. Причем отклонение угла поворота наружного управляемого колеса в меньшую сторону от теоретического значения возрастает с увеличением угла поворота внутреннего управляемого колеса и достигает почти 0,07 рад при максимальных углах поворота управляемых колес трактора «Беларус» серии 800. Следовательно, при повороте управляемых ведущих колес на максимальные углы наблюдается наибольшее несоответствие кинематики серийно применяемой рулевой трапеции и кинематики поворота колесного трактора «Беларус» серии 800.

Исследования влияния угла установки поворотных рычагов и их длины на согласование кинематики рулевой трапеции показали незначительное влияние на кинематику рулевой трапеции изменения в широких пределах (в 2 раза) длины поворотных рычагов. На основании проведенных исследований сделан вывод о том, что для более точного согласования кинематики рулевой трапеции целесообразнее изменять угол установки поворотных рычагов при заданной их длине, а не изменять длину поворотных рычагов при заданном угле их установки.

Исследования влияния угла установки поворотных рычагов на кинематику рулевой трапеции позволили получить оптимальный угол установки поворотных рычагов рулевой трапеции трактора «Беларус» серии 800, численно равный 1,307 рад, при котором сумма $\sum \Delta^2$ квадратов отклонений имеет наименьшее значение, т. е. достигается наилучшее согласование кинематики рулевой трапеции и кинематики колесной машины. При этом, однако, увеличивается погрешность Δ в области малых и средних углов поворота управляемых колес, достигая по абсолютной величине 0,0157 рад при углах поворота внутреннего управляемого колеса 0,489–0,524 рад.

Шестизвенная рулевая трапеция. Результаты исследования кинематики шестизвенной рулевой трапеции и оптимизации ее параметров наиболее подробно приведены в [174].

Расчетная схема шестизвенной рулевой трапеции многоприводной машины представлена на рисунке 7.93.



Рисунок 7.93 – Расчетная схема шестизвенной рулевой трапеции [174]

Результаты исследований шестизвенной рулевой трапеции в виде зависимости действительного угла поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего управляемого колеса применительно к трактору «Беларус» приведены на рисунке 7.94. Из рисунка 7.94 следует, что наружное управляемое колесо при шестизвенной рулевой трапеции во всем диапазоне поворота внутреннего управляемого колеса поворачивается на угол, меньший, чем теоретический. С увеличением угла поворота внутреннего колеса погрешность Δ в повороте наружного колеса возрастает, достигая при максимальном угле поворота внутреннего управляемого колеса 0,117 рад, т. е. увеличиваясь почти в 2 раза по сравнению с рассмотренной четырехзвенной трапецией. Следовательно, шестизвенная рулевая трапеция хуже обеспечивает согласование кинематики поворота колесной машины, чем четырехзвенная трапеция, имеющая такие же углы установки поворотных рычагов и их длину.



1 - теоретическая зависимость; 2 - действительная зависимость

Рисунок 7.94 – Зависимость действительного угла поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего колеса [174]

Оптимизация параметров шестизвенной рулевой трапеции проводилась в два этапа. На первом этапе определялся оптимальный угол установки поворотных рычагов, на втором – оптимальная длина рулевой сошки. В качестве критерия оптимизации и приближения действительной рулевой трапеции к идеальной на первом и втором этапах принималась сумма $\sum \Delta^2$ квадратов отклонения действительного угла поворота наружного управляемого колеса от его теоретического значения.

На первом этапе определялась зависимость критерия $\Sigma \Delta^2$ от угла установки поворотных рычагов при фиксированных остальных параметрах рулевой трапеции. Методом золотого сечения определялся экстремум данной зависимости, а значение угла установки поворотных рычагов, соответ-

nttp://e.biblio.bru.bv/

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

ствующее экстремуму, принималось в качестве оптимального. Проведенные исследования показали, что применительно к шестизвенной рулевой трапеции трактора «Беларус» оптимальный угол установки поворотных рычагов составляет 1,371 рад.

После определения оптимального значения угла установки поворотных рычагов на втором этапе при полученном оптимальном значении угла установки поворотных рычагов и фиксированных остальных параметрах рулевой трапеции исследовалось влияние длины маятникового рычага OK_0 на сумму $\Sigma \Delta^2$ квадратов отклонения действительного угла поворота наружного управляемого колеса от его теоретического значения. В результате поиска экстремума полученной зависимости суммы $\Sigma \Delta^2$ от длины маятникового рычага OK_0 с помощью метода золотого сечения определялась оптимальная длина маятникового рычага, которая в рассматриваемом случае составила 0,2695 м.

Результаты выполненного исследования свидетельствуют о том, что наибольшая погрешность кинематики шестизвенной рулевой трапеции наблюдается при минимальной длине маятникового рычага OK_0 , принятой для расчетов. При увеличении длины рулевой сошки сумма $\Sigma \Delta^2$ уменьшается до минимального значения, соответствующего оптимальной длине маятникового рычага. С дальнейшим увеличением длины маятникового рычага OK_0 сумма $\Sigma \Delta^2$ увеличивается.

При найденных с помощью описанного способа оптимальных угле установки поворотных рычагов и длине маятникового рычага наружное управляемое колесо поворачивается на угол, больший, чем при идеальной рулевой трапеции, до поворота внутреннего управляемого колеса на угол 0,698 рад. Причем наибольшее отклонение, равное значению 0,0099 рад, смещается в область средних углов поворота управляемых колес и наблюдается при повороте внутреннего управляемого колеса на угол 0,454 рад. С увеличением угла поворота внутреннего управляемого колеса на угол 0,454 рад. С увеличением угла поворота внутреннего управляемого колеса от 0,698 до 0,803 рад наружное управляемое колесо поворачивается на меньший угол, чем при идеальной трапеции, достигая максимального абсолютного значения погрешности Δ , численно равного 0,021 рад, при повороте внутреннего управляемого колеса на угол 0,803 рад.

7.5.1.2 Кинематика рулевого привода ведущих колес многоприводных машин с несколькими управляемыми мостами. В качестве объекта для исследования кинематики рулевого привода ведущих колес многоприводных машин с несколькими управляемыми мостами примем рулевой привод отечественных многоприводных машин МЗКТ с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами и, в частности, рулевой привод внедорожной машины МЗКТ-79305.

Схема рулевого привода ведущих колес многоприводных машин МЗКТ с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами представлена на рисунке 7.95.



Рисунок 7.95 — Расчетная схема рулевого привода ведущих колес многоприводных машин МЗКТ с колесной формулой 8 \times 8 и двумя передними управляемыми мостами

При составлении схемы рулевого привода приняты следующие обозначения:

А₁N₁ – балка первого управляемого моста;

*A*₁*B*₁ и *M*₁*N*₁ – поворотные рычаги, жестко связанные с цапфами ведущих колес первого управляемого моста;

*B*₁*C*₁ и *N*₁*L*₁ – продольные рычаги рулевого привода ведущих колес первого управляемого моста;

*RD*₁*E*₁*C*₁ и *K*₁*F*₁*L*₁ – маятниковые рычаги рулевого привода ведущих колес первого управляемого моста;

*E*₁*F*₁ – поперечная тяга рулевого привода ведущих колес первого управляемого моста;

 A_2N_2 – балка второго управляемого моста;

*A*₂*B*₂ и *M*₂*N*₂ – поворотные рычаги, жестко связанные с цапфами ведущих колес второго управляемого моста;

 B_2C_2 и N_2L_2 – продольные рычаги рулевого привода ведущих колес второго управляемого моста;

 $SD_2E_2C_2$ и $K_2F_2L_2$ – маятниковые рычаги рулевого привода ведущих колес второго управляемого моста;

*E*₂*F*₂ – поперечная тяга рулевого привода ведущих колес второго управляемого моста;

RV и *WS* – передняя и задняя продольные тяги рулевого привода второго управляемого моста;

UWV – промежуточный маятниковый рычаг рулевого привода ведущих колес первого и второго управляемых мостов;

 α_0 – угол установки поворотных рычагов A_1B_1 , M_1N_1 , A_2B_2 и M_2N_2 , жестко связанных с цапфами ведущих колес первого и второго управляемых колес.

Для исследования кинематики рулевого привода ведущих колес составим зависимости, определяющие связи между действительными углами поворота управляемых ведущих колес [175].

Предположим, что внутреннее управляемое колесо первого моста повернулось на угол α₁₂.

Определим, на какой угол α₁₁ повернется наружное управляемое колесо первого моста.

Установим связь между углом α_{12} поворота внутреннего управляемого колеса первого моста и углом α_{D1C1} поворота рычага $D_1E_1C_1$. Зависимость угла α_{D1C1} поворота маятникового рычага $D_1E_1C_1$ от угла α_{12} поворота внутреннего управляемого колеса первого моста определяется следующим уравнением:

$$\alpha_{D1C1} = \frac{\pi}{2} - \arctan\left(\frac{l_{D1} - A_1 B_1 \cdot \cos(\alpha_0 - \alpha_{12})}{b_{C1} - A_1 B_1 \cdot \sin(\alpha_0 - \alpha_{12})}\right) - \alpha_{B1D1C1}, \quad (7.97)$$

где l_{D1} – расстояние между неподвижным шарниром D_1 и первым управляемым мостом (прямой, проходящей через неподвижные шарниры A_1 и N_1);

 b_{C1} – расстояние между шарниром C_1 и прямой, параллельной продольной оси колесной машины и проходящей через неподвижный шарнир A_1 , при нейтральном положении управляемых колес.

Для нахождения угла α_{B1D1C1} по теореме Пифагора выразим B_1D_1 как гипотенузу прямоугольного треугольника:

$$\left[l_{D1} - A_{1}B_{1} \cdot \cos(\alpha_{0} - \alpha_{12})\right]^{2} + \left[b_{C1} - A_{1}B_{1} \cdot \sin(\alpha_{0} - \alpha_{12})\right]^{2}.$$
 (7.98)

Тогда угол α_{B1D1C1} определим из треугольника $B_1D_1C_1$ на основании теоремы косинусов:

$$\alpha_{B1D1C1} = \arccos\left(\frac{B_1 D_1^2 + C_1 D_1^2 - B_1 C_1^2}{2 \cdot B_1 D_1 \cdot C_1 D_1}\right).$$
(7.99)

С учетом определяемого выражением (7.97) значения угла α_{D1C1} поворота рычага $D_1E_1C_1$ найдем, на какой угол α_{K1L1} повернется маятниковый рычаг $K_1F_1L_1$ при повороте внутреннего управляемого колеса первого моста на угол α_{12} .

Для нахождения угла α_{K1L1} поворота маятникового рычага $K_1F_1L_1$ на основании теоремы косинусов выразим текущее значение расстояния между шарнирами E_1 и K_1 через угол α_{DIEIC1} :

$$E_{1}K_{1} = \sqrt{D_{1}E_{1}^{2} + D_{1}K_{1}^{2} - 2 \cdot D_{1}E_{1} \cdot D_{1}K_{1} \cdot \cos\alpha_{E1D1K1}} \qquad , \qquad (7.100)$$

где

$$\alpha_{E1D1K1} = \frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{E_1 F_1 - D_1 K_1}{2 \cdot D_1 E_1}\right) + \alpha_{D1C1}$$

Текущее значение расстояния между шарнирами E_1 и K_1 определяет текущие значения углов α_{D1K1E1} и α_{E1K1F1} . Применяя теорему косинусов поочередно к треугольникам $D_1K_1E_1$ и $E_1K_1F_1$, получим

$$\alpha_{DKE1} = \arccos\left(\frac{D_1K_1^2 + E_1K_1^2 - D_1E_1^2}{2 \cdot D_1K_1 \cdot E_1K_1}\right);$$

$$\alpha_{EKF1} = \arccos\left(\frac{E_1K_1^2 + K_1F_1^2 - E_1F_1^2}{2 \cdot E_1K_1 \cdot K_1F_1}\right).$$

Тогда угол α_{K1L1} поворота маятникового рычага $K_1F_1L_1$ определится как разность значений угла α_{D1K1F1} при нейтральном положении управляемых колес и при повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол α_{12} :

$$\alpha_{K1L1} = \frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{E_1 F_1 - D_1 K_1}{2 \cdot K_1 F_1}\right) - \alpha_{D1K1E1} - \alpha_{E1K1F1}. \quad (7.101)$$

Для нахождения угла α_{11} поворота наружного управляемого колеса первого моста выразим текущее значение расстояния между шарнирами N_1 и L_1 при повороте маятникового рычага $K_1F_1L_1$ на угол $\alpha_{K_1L_1}$. На основании теоремы Пифагора получаем

$$L_{1} = \sqrt{\left(l_{K1} - K_{1}L_{1} \cdot \cos\alpha_{K1L1}\right)^{2} + \left(b_{L1} + K_{1}L_{1} \cdot \sin\alpha_{K1L1}\right)^{2}}, \quad (7.102)$$

где l_{K1} – расстояние между неподвижным шарниром K_1 и первым управляемым мостом (прямой, проходящей через неподвижные шарниры A_1 и N_1);

 b_{L1} – расстояние между шарниром L_1 и прямой, параллельной продольной оси колесной машины и проходящей через неподвижный шарнир N_1 , при нейтральном положении управляемых колес.

Зная текущее значение расстояния между шарнирами N_1 и L_1 , из треугольника $L_1N_1M_1$ на основании теоремы косинусов рассчитываем текущее значение угла α_{LNM_1} :

$$\alpha_{LNM1} = \arccos\left(\frac{N_1 L_1^2 + N_1 M_1^2 - M_1 L_1^2}{2 \cdot N_1 L_1 \cdot N_1 M_1}\right).$$
(7.103)

Таким образом, действительный угол α_{11} поворота наружного управляемого колеса первого моста при повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол α_{11} можно найти по следующей зависимости:

$$\alpha_{11} = \frac{\pi}{2} - \alpha_0 - \arctan\left(\frac{l_{K1} - K_1 L_1 \cdot \cos \alpha_{K1L1}}{b_{L1} + K_1 L_1 \cdot \sin \alpha_{K1L1}}\right) - \alpha_{L1N1M1}.$$
(7.104)

Для определения действительных значений углов α_{21} и α_{22} поворота внутреннего и наружного управляемых колес второго моста найдем углы поворота рычага *UWV* и маятникового рычага $SD_2E_2C_2$.

Для определения угла α_{UV} поворота рычага UWV, применяя теорему косинусов к треугольнику $D_1 R U$, запишем зависимость для расчета расстояния между шарнирами R и U:

$$RU = \sqrt{D_1 R^2 + D_1 U^2 - 2 \cdot D_1 R \cdot D_1 U \cdot \cos \alpha_{RDU}} .$$
 (7.105)

С учетом текущего значения RU найдем углы α_{DUR} и α_{RUV} :

$$\alpha_{D1UR} = \arccos\left(\frac{RU^2 + D_1U^2 - D_1R^2}{2 \cdot RU \cdot D_1U}\right);$$
$$\alpha_{RUV} = \arccos\left(\frac{RU^2 + UV^2 - RV^2}{2 \cdot RU \cdot UV}\right).$$

Тогда угол α_{UV} поворота промежуточного маятникового рычага *UWV* определится по следующей зависимости:

$$\alpha_{UV} = \alpha_{D1UR} + \alpha_{RUV} - \alpha_{D1UR0} - \alpha_{RUV0}, \qquad (7.106)$$

где α_{D1UR0} и α_{RUV0} – значения углов α_{D1UR} и α_{RUV} при нейтральном положении управляемых колес.

Для нахождения угла α_{D2S} поворота маятникового рычага $SD_2E_2C_2$, применяя теорему косинусов к треугольнику D_2UW , запишем зависимость для расчета расстояния между шарнирами D_2 и W:

$$D_2 W = \sqrt{UW^2 + D_2 U^2 - 2 \cdot UW \cdot D_2 U \cdot \cos \alpha_{D2UW}} .$$
 (7.107)

С учетом текущего значения D_2W определим углы α_{D1UR} и α_{RUV} :

436

$$\alpha_{WD2S} = \arccos\left(\frac{D_2W^2 + D_2S^2 - SW^2}{2 \cdot D_2W \cdot D_2S}\right);$$
$$\alpha_{UD2W} = \arccos\left(\frac{D_2W^2 + D_2U^2 - UW^2}{2 \cdot D_2W \cdot D_2U}\right).$$

Тогда угол α_{D2S} поворота маятникового рычага $SD_2E_2C_2$ можно найти по следующей зависимости:

$$\alpha_{D2S} = \alpha_{WD2S} + \alpha_{UD2W} - \alpha_{UD2S0}, \qquad (7.108)$$

где α_{UD2S0} – значение угла α_{UD2S} при нейтральном положении управляемых колес.

Для определения угла α_{22} поворота внутреннего управляемого колеса второго моста запишем зависимость для расчета расстояния между шарнирами A_2 и C_2 :

$$A_2C_2 = \sqrt{\left(l_{D2} - C_2D_2 \cdot \cos\alpha_{D2S}\right)^2 + \left(b_{C2} + C_2D_2 \cdot \sin\alpha_{D2S}\right)^2}, \quad (7.109)$$

где l_{D2} – расстояние между неподвижным шарниром D_2 и вторым управляемым мостом (прямой, проходящей через неподвижные шарниры A_2 и N_2);

 b_{C2} – расстояние между шарниром C_2 и прямой, параллельной продольной оси колесной машины и проходящей через неподвижный шарнир A_2 при нейтральном положении управляемых колес.

С учетом текущего значения A_2C_2 найдем углы α_{B2A2C2} и α_{RUV} :

$$\alpha_{B2A2C2} = \arccos\left(\frac{A_2B_2^2 + A_2C_2^2 - B_2C_2^2}{2 \cdot A_2B_2 \cdot A_2C_2}\right);$$

$$\alpha_{C2A2N2} = \arctan\left(\frac{A_2 N_{D2} - C_2 D_2 \cdot \cos \alpha_{D2S}}{A_2 N_{D2} + C_2 D_2 \cdot \sin \alpha_{D2S}}\right)$$

Тогда действительный угол α_{22} поворота внутреннего управляемого колеса второго моста определится как разность угла между прямой, проходящей по осям шкворней (через неподвижные шарниры) A_2 и N_2 , и поворотным рычагом A_2B_2 при нейтральном положении управляемых колес и этого же угла при повороте внутреннего управляемого колеса первого моста на угол α_{12} :

$$\alpha_{22} = \alpha_{B2A2N20} - \alpha_{B2A2N2} = \alpha_{B2A2C20} + \alpha_{C2A2N20} - \alpha_{B2A2C2} - \alpha_{C2A2N2}, (7.110)$$

где $\alpha_{B2A2N20}$, $\alpha_{B2A2C20}$ и $\alpha_{C2A2N20}$ – значения углов α_{B2A2N2} , α_{B2A2C2} и α_{C2A2N2} при нейтральном положении управляемых колес.

Для нахождения угла α_{K2F2} поворота маятникового рычага $K_2F_2L_2$ запишем выражение для расчета расстояния между шарнирами E_2 и K_2 :

$$E_2 K_2 = \sqrt{D_2 E_2^2 + D_2 K_2^2 - 2 \cdot D_2 E_2 \cdot D_2 K_2 \cdot \cos \alpha_{E2D2K2}}, \quad (7.111)$$

где
$$\alpha_{E2D2K2} = \frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{E_2F_2 - D_2K_2}{2 \cdot D_2E_2}\right) - \alpha_{D2S}.$$

С учетом текущего значения E_2K_2 запишем выражения для расчета углов α_{D2K2E2} и α_{E2K2F2} :

$$\alpha_{D2K2E2} = \arccos\left(\frac{E_2K_2^2 + D_2K_2^2 - D_2E_2^2}{2 \cdot E_2K_2 \cdot D_2K_2}\right);$$

$$\alpha_{E2K2F2} = \arccos\left(\frac{E_2K_2^2 + F_2K_2^2 - E_2F_2^2}{2 \cdot E_2K_2 \cdot F_2K_2}\right).$$

Тогда угол α_{K2L2} поворота маятникового рычага $K_2F_2L_2$ можно найти по следующей зависимости:

$$\alpha_{K2F2} = \alpha_{D2K2E2} + \alpha_{E2K2F2} - \alpha_{D2K2E20} - \alpha_{E2K2F20}, \quad (7.112)$$

где $\alpha_{D2K2E20}$ и $\alpha_{E2K2F20}$ – значения углов α_{D2K2E2} и α_{E2K2F2} при нейтральном положении управляемых колес.

Для определения угла α_{21} поворота наружного управляемого колеса второго моста запишем выражение для расчета расстояния между шарнирами L_2 и N_2 :

$$L_2 N_2 = \sqrt{\left(l_{K2} - K_2 L_2 \cdot \cos \alpha_{K2F2}\right)^2 + \left(b_{L2} - K_2 L_2 \cdot \sin \alpha_{K2F2}\right)^2}, (7.113)$$

где $\alpha_{A2N2M20}$, $\alpha_{A2N2L20}$ и $\alpha_{L2N2M20}$ – значения углов α_{A2N2M2} , α_{A2N2M2} , α_{A2N2M2} и α_{L2N2M2} при нейтральном положении управляемых колес.

$$\alpha_{21} = \alpha_{A2N2M2} - \alpha_{A2N2M20} = \alpha_{A2N2L2} + \alpha_{L2N2M2} - \alpha_{A2N2L20} - \alpha_{L2N2M20}, (7.114)$$

где $\alpha_{A2N2M20}$, $\alpha_{A2N2L20}$ и $\alpha_{L2N2M20}$ – значения углов α_{A2N2M2} , α_{A2N2M2} и α_{L2N2M2} при нейтральном положении управляемых колес.

Теоретические углы поворота управляемых колес применительно к внедорожной машине M3KT-79305 с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами в соответствии с условием (7.96) рассчитываются по следующим зависимостям [176]:

$$\alpha_{t11} = \arctan\left(\frac{1}{\frac{b_{01}}{0, 5 \cdot (l_3 + l_4)} + \frac{1}{\text{tg} \alpha_{t12}}}\right); \quad (7.115)$$

$$\alpha_{t22} = \arctan\left(\frac{0, 5 \cdot (l_3 + l_4) - l_2}{\frac{0, 5 \cdot (l_3 + l_4)}{\text{tg} \alpha_{t12}}}\right); \quad (7.116)$$

$$\alpha_{t21} = \arctan\left(\frac{1}{\frac{b_{02}}{0, 5 \cdot (l_3 + l_4) - l_2} + \frac{1}{\text{tg} \alpha_{t22}}}\right), \quad (7.116)$$

где α_{t11} и α_{t12} – теоретические углы поворота соответственно наружного и внутреннего колес первого управляемого моста;

*b*₀₁ – расстояние между точками пересечения осей поворота колес первого управляемого моста внедорожной машины МЗКТ-79305 с плоскостью опорной поверхности;

*l*₃ и *l*₄ – расстояние от первого управляемого моста соответственно до третьего и четвертого мостов внедорожной машины M3KT-79305;

α_{*t*22} и α_{*t*21} – теоретические углы поворота соответственно внутреннего и наружного колес второго управляемого моста;

b₀₂ – расстояние между точками пересечения осей поворота колес второго управляемого моста внедорожной машины МЗКТ-79305 с плоскостью опорной поверхности;

l₂ – расстояние от первого управляемого моста до второго управляемого моста внедорожной машины МЗКТ-79305.

Значения погрешностей (рассогласований кинематики) поворота управляемых колес рассчитывались как разность теоретических и действительных углов их поворота:

$$\Delta_{11} = \alpha_{t11} - \alpha_{11}, \quad \Delta_{22} = \alpha_{t22} - \alpha_{22}, \quad \Delta_{21} = \alpha_{t21} - \alpha_{21}, \quad (7.117)$$

где Δ_{11} – рассогласование кинематики поворота наружного колеса первого управляемого моста; Δ_{22} – рассогласование кинематики поворота внутреннего колеса второго управляемого моста; Δ_{21} – рассогласование кинематики поворота наружного колеса второго управляемого моста.

Рассмотрим результаты исследований кинематики рулевого привода управляемых ведущих колес многоприводной машины с параметрами, близкими к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79305 с колесной формулой 8х8 и двумя передними управляемыми мостами, выполненных с использованием зависимостей (7.97)–(7.117).

Зависимости действительных углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутреннего и наружного колес второго управляемого моста от угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста приведены на рисунке 7.96. На рисунке 7.97 представлены отклонения действительных углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутреннего и наружного колес второго управляемого моста от их теоретических значений, определяемых по зависимостям (7.115) и (7.116), от угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста.



Рисунок 7.96 – Зависимости действительных и теоретических углов поворота наружного управляемого колеса первого моста, внутреннего и наружного управляемых колес второго моста



Рисунок 7.97 – Зависимости отклонения действительных углов поворота от теоретических значений

Анализ приведенных результатов показывает, что в диапазоне поворота внутреннего колеса первого управляемого моста от 0 до 0,592 рад наружное колесо первого управляемого моста поворачивается на угол α_{11} , меньший, чем теоретический угол α_{t11} , определяемый по зависимости (7.115) и обеспечивающий качение колес по концентрическим окружностям. При повороте управляемых колес от нейтрального положения погрешность Δ_{11} (7.117) поворота наружного колеса первого управляемого моста увеличивается, достигая максимального значения, численно равного 0,024 рад, при повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол 0,419 рад. С дальнейшим поворотом управляемых колес погрешность Δ_{11} уменьшается и в окрестностях угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста 0,592 рад имеет нулевое значение. При повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на углы α₁₂, превышающие 0,592 рад, наружное колесо первого управляемого поворачивается угол больший, моста на α_{11} , чем теоретический α_{t11} (7.115). При повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на максимальный угол 0,628 рад погрешность Δ_{11} составляет -0,021 рад.

Внутреннее колесо второго управляемого моста во всем диапазоне внутреннего колеса первого управляемого моста поворачивается на угол α_{22} , больший, чем теоретический α_{r22} (7.116). В диапазоне углов α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста от 0,035 до 0,593 рад погрешность Δ_{22} (7.117) поворота внутреннего колеса второго управляемого моста от угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста находится в интервале значений -0,0031 - -0,0102 рад. При повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на максимальный угол погрешность Δ_{22} достигает максимального значения по абсолютной величине и составляет -0,0199 рад.

Наружное колесо второго управляемого моста во всем диапазоне внутреннего колеса первого управляемого моста поворачивается на угол α_{21} , больший, чем теоретический α_{t21} (7.116). При повороте внутреннего колеса первого управляемого моста из нейтрального положения отклонение Δ_{21} (7.117) действительного угла α_{21} поворота наружного управляемого колеса второго моста от теоретического угла α_{t21} его поворота увеличивается по абсолютной величине. При повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол 0,349 рад отклонение Δ_{21} достигает максимального значения –0,0194 рад. С дальнейшим увеличением угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста погрешность Δ_{21} несколько снижается и при максимальном угле повороте управляемых колес составляет –0,0113 рад.

В ходе выполненных исследований установлено, что при повороте рулевого колеса в разные стороны (влево и вправо) управляемые колеса второго моста поворачиваются на разные углы.

Так, максимальный угол поворота внутреннего колеса второго управляемого моста при повороте влево составляет 0,463 рад, при повороте вправо – 0,479 рад. Разность (отклонение) угла поворота внутреннего колеса второго управляемого моста при повороте вправо и угла поворота внутреннего колеса второго управляемого моста при повороте влево возрастает с увеличением угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста при равляемого управляемого моста достигает максимального значения 0,0159 рад.

Максимальные углы поворота наружных колес второго управляемого моста при повороте влево и вправо составляют 0,398 и 0,406 рад соответственно. Отклонение угла поворота наружного колеса второго управляемого моста при повороте вправо от угла поворота наружного колеса второго управляемого моста при повороте влево возрастает с увеличением угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста и при максимальном угле поворота внутреннего колеса первого управляемого моста достигает максимального значения 0,008 рад.

Зависимости действительных углов поворота внутренних и наружных колес второго управляемого моста многоприводной машины с рулевой трапецией, приведенной на рисунке 7.95, от угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста представлены соответственно на рисунках 7.98 и 7.99.



Рисунок 7.98 — Зависимости действительных углов поворота внутренних управляемых колес второго моста при повороте из нейтрального положения в левое и правое крайние положения



Рисунок 7.99 – Зависимости действительных углов поворота внешних управляемых колес второго моста при повороте из нейтрального положения в левое и правое крайние положения

7.5.2 Оценка рассогласования кинематики поворота управляемых колес.

Установленная в пункте 7.5.1 особенность поворота внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов в разные стороны на разные углы делает ненаглядным традиционное представление результатов расчета углов поворота управляемых колес для мобильных машин с двумя и более управляемыми мостами. Поскольку источником различия закономерностей кинематики поворота управляемых колес является направление их поворота относительно нейтрального положения, то улучшению визуального восприятия кинематики поворота управляемых колес способствуют графические зависимости углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов от угла α₁₂ поворота внутреннего колеса первого управляемого моста из левого крайнего положения в правое крайнее. Графические зависимости углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов от угла α_{12} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста из левого крайнего положения в правое крайнее (рисунок 7.100) будем называть диаграммой углов поворота управляемых колес [175].



Рисунок 7.100 — Диаграмма углов поворота управляемых колес многоприводной машины МЗКТ с колесной формулой 8 \times 8 и двумя передними управляемыми мостами

Диаграмма углов поворота управляемых колес делает возможным интегральную оценку рассогласования кинематики поворота управляемых колес. Данное осуществляется посредством отношения интегралов отклонений действительных углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов от их теоретических значений и теоретических углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов по углу поворота внутреннего колеса первого управляемого моста, которое предлагается называть коэффициентом рассогласования кинематики поворота управляемых колес [177]:

$$K_{\alpha e} = \frac{\int_{-\alpha \max}^{\alpha \max} \left[\left| \alpha_{t11} - \alpha_{11} \right| + \sum_{i=2}^{k} \left(\left| \alpha_{ti2} - \alpha_{i2} \right| + \left| \alpha_{ti1} - \alpha_{i1} \right| \right) \right] d\alpha_{12}}{\int_{-\alpha \max}^{\alpha \max} \left[\alpha_{t11} + \sum_{i=2}^{k} \left(\alpha_{ti2} + \alpha_{ti1} \right) \right] d\alpha_{12}}, \quad (7.118)$$

где α_{ti2} и α_{ti1} – теоретические углы поворота внутренних и наружных колес второго и последующего *i*-го управляемых мостов;

α_{i2} и α_{i1} – действительные углы поворота внутренних и наружных колес второго и последующего *i*-го управляемых мостов;

 $-\alpha$ max и α max – максимальные углы поворота внутреннего колеса первого управляемого моста в левое и правое крайние положения;

i – порядковый номер управляемого моста мобильной машины;

k – число управляемых мостов мобильной машины.

Числитель выражения (7.118) составляет сумма площадей, заключенных между кривыми зависимостей действительных и теоретических углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов диаграммы углов поворота управляемых колес; знаменатель – сумма площадей, заключенных между кривыми зависимостей теоретических углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов и осью абсцисс диаграммы углов поворота управляемых колес.

Анализ выражения (7.118) свидетельствует о том, что коэффициент $K_{\alpha e}$ рассогласования кинематики поворота управляемых колес равен единице в случае нахождения всех управляемых колес в нейтральном положении при повороте рулевого колеса и изменении теоретических значений углов поворота управляемых колес в соответствии с условием (7.96), а в случае соответствия действительных углов поворота управляемых колес их теоретическим значениям, определяемым исходя из условия (7.96) качения управляемых колес по концентрическим окружностям, – нулю.

При известном численном значении коэффициента $K_{\alpha e}$ рассогласования кинематики поворота управляемых колес коэффициент согласования кинематики поворота управляемых колес вычисляется по формуле [177]

$$K_{\alpha} = 1 - K_{\alpha e}. \tag{7.119}$$

Запишем выражение для определения коэффициента $K_{\alpha e}$ рассогласования кинематики поворота управляемых колес применительно к внедорожной машине МЗКТ-79305 с учетом принятых обозначений (7.117):

$$K_{\alpha e} = \frac{\int_{-0.628}^{0.628} \left[\left| \Delta_{11} \right| + \left| \Delta_{22} \right| + \left| \Delta_{21} \right| \right] d\alpha_{12}}{\int_{-0.628}^{0.628} \left[\alpha_{t11} + \alpha_{t22} + \alpha_{t21} \right] d\alpha_{12}} .$$
 (7.120)

Подставляя в формулу (7.120) численные значения углов и рассогласований кинематики поворота управляемых колес, получаем, что коэффициент $K_{\alpha e}$ рассогласования кинематики поворота управляемых колес внедорожной машины M3KT-79305 численно равен 0,0454. Следовательно, рассогласование кинематики поворота управляемых колес внедорожной машины M3KT-79305 составляет 4,54 %. Тогда согласование кинематики поворота управляемых колес внедорожной машины M3KT-79305 – 95,46 %.

В рамках данного подраздела исследовалось влияние рассогласования кинематики поворота управляемых ведущих колес на эффективность ходовой системы многоприводной машины.

Для количественной оценки влияния рассогласования кинематики поворота управляемых колес на эффективность ходовой системы колесной машины разработан метод [176], заключающийся в моделировании криволинейного движения колесной машины с регистрацией кинематических и силовых параметров колесной машины и определении оценочного показателя. В качестве оценочного показателя предлагается использовать разность КПД ходовых систем Δ_{η} колесных машин с углами поворота управляемых колес, соответствующими движению последних по концентрическим окружностям, и действительными углами поворота управляемых колес:

$$\Delta_{\eta} = \eta_{rs} - \eta_{rs\alpha}, \qquad (7.121)$$

где η_{гз} и η_{гза} – значения КПД ходовой системы (7.6) при моделировании криволинейного движения колесной машины с теоретическими значениями углов поворота управляемых колес, соответствующими их качению по концентрическим окружностям, и с действительными значениями углов поворота управляемых колес, определяемыми кинематикой рулевого привода.

С использованием математической модели, приведенной в подразделе 7.2, исследовалось криволинейное движение многоприводной машины с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами, близкой по своим параметрам к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79305, по разбитой грунтовой дороге со скоростью 1 м/с [176]. Причем в соответствии с предложенным методом проводилось моделирование криволинейного движения двух многоприводных машин с одинаковыми массовыми, геометрическими и другими параметрами, но с различными соотношениями углов поворота управляемых колес. Моделировалось движение многоприводной машины (машина 1) с углами поворота управляемых колес, соответствующими действительным углам поворота управляемых колес с использованием серийно применяемой и приведенной на рисунке 7.95 рулевой трапеции, а также многоприводной машины (машина 2) с углами поворота управляемых колес, рассчитываемыми по зависимостям (7.115) и (7.116).

Результаты исследований представлены на рисунке 7.101 в виде зависимости разности КПД ходовой системы η_{rs} машины 2 и КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 1 от угла α_{1e} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста.

Анализ полученных результатов показывает, что КПД ходовой системы η_{гзα} машины 1 имеет максимальное значение, равное 97,5 %, при прямолинейном движении с нейтральным положением управляемых колес.

В диапазоне поворота внутреннего колеса первого управляемого моста от 0 до 0,157 рад с увеличением угла поворота внутреннего колеса первого управляемого моста КПД ходовой системы η_{иза} машины 1 снижается до 95,7 %.



Рисунок 7.101 – Зависимость показателя Δ_{η} от угла α_{1s} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста

При повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол 0,157 рад ДСХ задних неуправляемых ведущих мостов внедорожной машины M3KT-79305 при движении по разбитой грунтовой дороге отключают привод крутящего момента к наружным колесам третьего и четвертого неуправляемых мостов. С дальнейшим поворотом управляемых колес наружные колеса третьего и четвертого неуправляемых мостов движутся в ведомом режиме, исключая циркуляцию мощности в приводе колес третьего и четвертого мостов. В результате отключения привода крутящего момента к наружным колесам третьего и четвертого неуправляемых мостов снижение КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ замедляется. Как следствие, при увеличении угла α_{1e} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста от 0,175 до 0,628 рад КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 1 снижается от 95,7 до 92,4 %.

Полученные результаты [176] свидетельствуют о том, что значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 1 и КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 2 равны между собой только в случае прямолинейного движения многоприводной машины с нейтральным положением управляемых колес. При повороте управляемых колес значения КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 1 и КПД ходовой системы η_{rs} машины 2 отличаются друг от друга. Причем вследствие рассогласования углов поворота управляемых колес у машины 1 КПД ходовой системы η_{rs} машины 2 превышает КПД ходовой

системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 1 во всем диапазоне поворота внутреннего колеса первого управляемого моста.

В диапазоне поворота внутреннего колеса первого управляемого моста от 0 до 0,157 рад разность КПД ходовой системы η_{гх} машины 2 и КПД ходовой системы η_{гза} машины 1 увеличивается от нулевого значения до 0.01078 % по зависимости, близкой к линейной. При повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол 0,157 рад и отключении ДСХ привода крутящего момента к наружным колесам третьего и четвертого неуправляемых мостов разность КПД ходовой системы η_{rs} машины 2 и КПД ходовой системы η_{гза} машины 1 скачкообразно увеличивается до 0,028 %. С дальнейшим увеличением угла α_{1e} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста от 0,175 до 0,367 рад разность КПД ходовой системы η_{rs} машины 2 и КПД ходовой системы η_{rsa} машины 1 возрастает, достигая при повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол 0,367 рад значения 0,056 %. Дальнейший поворот внутреннего колеса первого управляемого моста от 0,367 до 0,541 рад приводит к уменьшению разности КПД ходовой системы η_{rs} машины 2 и КПД ходовой системы η_{rst} машины 1, которая при повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол 0,541 рад составляет 0,023 %. С увеличением угла поворота внутреннего колеса первого управляемого моста от 0,541 до 0,628 рад разность КПД ходовой системы η_{rs} машины 2 и КПД ходовой системы η_{rsa} машины 1 возрастает и при максимальных углах поворота управляемых колес достигает значения 0,17 %.

7.5.3 Рулевой привод с регулируемой кинематикой поворота ведущих колес.

Задачей данного раздела является разработка метода синтеза рулевого привода с регулируемой кинематикой поворота управляемых ведущих колес, обеспечивающего точное согласование действительных углов поворота управляемых ведущих колес с углами поворота, определяемыми из условия (7.96) качения управляемых колес по концентрическим окружностям.

Рассмотрим подробно каждый этап разработанного метода [178] на примере проектирования рулевого привода с регулируемой кинематикой поворота управляемых ведущих колес на основе шестизвенной рулевой трапеции (см. рисунок 7.93) многоприводной машины с колесной формулой 4 × 4 и передним управляемым мостом, близкой по своим параметрам к параметрам колесного трактора «Беларус» серии 800.

На первом этапе на основе анализа конструктивных особенностей

колесной машины выбираются звено или звенья рулевой трапеции, изменение длины которых позволяет обеспечить точное согласование действительных углов поворота управляемых ведущих колес в соответствии с зависимостью (7.96).

Исходя из особенностей конструкции шестизвенной рулевой трапеции колесного трактора «Беларус» серии 800 в качестве звена с регулируемой длиной примем маятниковый рычаг *OK* (см. рисунок 7.93), при выборе которого принималась во внимание конструктивная особенность, заключающаяся в том, что данный рычаг закреплен на неподвижной шарнирной опоре балки управляемого ведущего моста с осуществлением углового перемещения при повороте рулевого и управляемых колес.

На втором этапе осуществляется оптимизация длины принятых для регулирования кинематики поворота управляемых ведущих колес звеньев рулевой трапеции с позиции обеспечения выполнения условия (7.96).

Для выполнения условия (7.96) и обеспечения качения управляемых ведущих колес по концентрическим окружностям в качестве критерия оптимизации принимается коэффициент $K_{\alpha e}$ [177] рассогласования кинематики поворота управляемых колес (7.118)

$$K_{\alpha e} \to \min$$
 (7.122)

при следующих ограничениях:

$$l_{rimin} \le l_{ri} \le l_{rimax},\tag{7.123}$$

где *l_{rimin}* и *l_{rimax}* – минимальное и максимальное значения длины принятого для регулирования кинематики поворота управляемых ведущих колес *i*-го звена рулевой трапеции.

Определим оптимальные значения длины маятникового рычага OK шестизвенной рулевой трапеции колесного трактора «Беларус» серии 800 в зависимости от углов поворота управляемых колес и самого маятникового рычага. Для чего установим связь между оптимальной длиной l_{OK} и углом α_{OK} поворота маятникового рычага OK, углами поворота внутреннего α_2 и наружного α_1 управляемых колес [178].

Из зависимости (7.96) определим, на какой угол α_1 должно повернуться наружное управляемое колесо при повороте внутреннего управляемого колеса на угол α_2 для обеспечения равенства нулю коэффициента $K_{\alpha e}$ рассогласования кинематики поворота управляемых колес:

$$\alpha_1 = \operatorname{arcctg}\left(\frac{b_0}{L} + \operatorname{ctg}\alpha_2\right), \qquad (7.124)$$

где *b*₀ – расстояние между осями шкворней поворотных цапф управляемых ведущих колес;

L – база внедорожной колесной машины.

Рассчитаем постоянные параметры шестизвенной рулевой трапеции. Расстояние между неподвижными шарнирами *OA* и *OB* выражаем из прямоугольных треугольников *AOJ* и *BOJ* с помощью теоремы Пифагора:

$$l_{AO} = \sqrt{l_{OJ}^2 + l_{AJ}^2}; \quad l_{BO} = \sqrt{l_{OJ}^2 + l_{BJ}^2}, \quad (7.125)$$

где $l_{AO} = l_{BO} = \frac{b_0}{2}$.

Зная длины сторон *AO* и *BO* прямоугольных треугольников *AOJ* и BOJ, определяем углы α_{OAJ} и α_{OBJ} :

$$\alpha_{OAJ} = \operatorname{arctg}\left(\frac{l_{OJ}}{l_{AJ}}\right); \qquad \alpha_{OBJ} = \operatorname{arctg}\left(\frac{l_{OJ}}{l_{BJ}}\right).$$
 (7.126)

Из прямоугольных треугольников AOJ и BOJ находим углы α_{AOJ} и α_{BOJ} :

$$\alpha_{AOJ} = \operatorname{arctg}\left(\frac{l_{AJ}}{l_{OJ}}\right); \qquad \alpha_{BOJ} = \operatorname{arctg}\left(\frac{l_{BJ}}{l_{OJ}}\right).$$
(7.127)

Угол α_{AOB} определяется как сумма углов α_{AOJ} и α_{BOJ} :

$$\alpha_{AOB} = \alpha_{AOJ} + \alpha_{BOJ} \,. \tag{7.128}$$

После определения постоянных параметров рулевой трапеции выразим ее параметры, изменяющиеся при повороте рулевого и управляемых колес.

На основе теоремы косинусов находим расстояния между неподвижным шарниром O и подвижными шарнирами D и C при повороте внутреннего управляемого колеса на угол α_2 и повороте наружного управляемого колеса на угол α_1 :

$$l_{DO} = \sqrt{l_{AO}^2 + l_{AD}^2 - 2 \cdot l_{AO} \cdot l_{AD} \cdot \cos(\alpha_{OAJ} + \alpha_0 - \alpha_2)}; \qquad (7.129)$$

$$l_{CO} = \sqrt{l_{BO}^2 + l_{BC}^2 - 2 \cdot l_{BO} \cdot l_{BC} \cdot \cos(\alpha_{OBJ} + \alpha_0 + \alpha_1)}.$$
 (7.130)

С учетом полученных по зависимостям (7.129) и (7.130) текущих значений расстояний между неподвижным шарниром O и подвижными шарнирами D и C определяем углы α_{AOD} и α_{BOC} :

$$\alpha_{AOD} = \arccos\left(\frac{l_{AO}^{2} + l_{DO}^{2} - l_{AD}^{2}}{2 \cdot l_{AO} \cdot l_{DO}}\right);$$
(7.131)

$$\alpha_{BOC} = \arccos\left(\frac{l_{BO}^2 + l_{CO}^2 - l_{BC}^2}{2 \cdot l_{BO} \cdot l_{CO}}\right).$$
(7.132)

Тогда, с одной стороны, угол α_{DOC} при повороте внутреннего управляемого колеса на угол α_2 и повороте наружного управляемого колеса на угол α_1 определится по формуле

$$\alpha_{DOC} = \alpha_{AOB} - \alpha_{AOD} - \alpha_{BOC}. \tag{7.133}$$

С другой стороны, выразим угол α_{DOC} через длину l_{OK} маятникового рычага *OK*. Для чего, исходя из требуемой для обеспечения выполнения условия (7.96) длины l_{OK} маятникового рычага *OK*, определим гипотенузы *OF* и *OE* прямоугольных треугольников *OKE* и *OKF*:

$$l_{OE} = \sqrt{l_{OK}^2 + l_{EK}^2} ; \ l_{OF} = \sqrt{l_{OK}^2 + l_{FK}^2} .$$
(7.134)

Тогда угол α_{DOC} определяется как сумма четырех углов α_{DOE} , α_{EOK} , α_{FOK} и α_{BOC} :

$$\begin{aligned} \alpha_{DOC} &= \arccos\left(\frac{l_{DO}^2 + l_{OE}^2 - l_{DE}^2}{2 \cdot l_{DO} \cdot l_{OE}}\right) + \arcsin\left(\frac{l_{EK}}{l_{OE}}\right) + \arcsin\left(\frac{l_{FK}}{l_{OF}}\right) + \\ &+ \arccos\left(\frac{l_{CO}^2 + l_{OF}^2 - l_{CF}^2}{2 \cdot l_{CO} \cdot l_{OF}}\right). \end{aligned}$$
(7.135)

Поскольку для колесного трактора «Беларус» серии 800 расстояния между точкой K жесткого соединения маятникового рычага OK с поперечной тягой EF и шарнирами E и F поперечной тяги EF равны между собой [178], то равны между собой и расстояния между неподвижным шарниром O и подвижными шарнирами E и F поперечной тяги EF, т. е. $I_{OE} = I_{OF}$.

Решая совместно уравнения (7.124)–(7.135), находим оптимальное значение длины гипотенузы $l_{OE} = l_{OF}$, на основании которого с использованием теоремы Пифагора определяем оптимальную длину l_{OK} маятникового рычага OK, обеспечивающую согласование действительных углов поворота внутреннего α_2 и наружного α_1 управляемых ведущих колес в соответствии с зависимостью (7.96):

$$l_{OK} = \sqrt{l_{OE}^2 - l_{EK}^2} \,. \tag{7.136}$$

Результаты оптимизации длины *l*_{OK} маятникового рычага OK шестизвенной рулевой трапеции колесного трактора «Беларус» серии 800 представлены на рисунках 7.102 и 7.103 в виде зависимостей оптимальной длины маятникового рычага от угла α₂ поворота внутреннего управляемого колеса и маятникового рычага относительно неподвижной шарнирной опоры балки управляемого ведущего моста.



Рисунок 7.102 – Зависимость оптимальной длины l_{OK} маятникового рычага от угла α_2 поворота внутреннего управляемого колеса





Рисунок 7.103 – Зависимость оптимальной длины l_{OK} маятникового рычага от угла α_{OK} его поворота

Проведенные по зависимостям (7.122)–(7.136) расчетные исследования [178] свидетельствуют о том, что для обеспечения выполнения условия (7.96) во всем диапазоне поворота управляемых колес, кроме регулирования длины маятникового рычага *ОК*, требуется также изменение углов установки поворотных рычагов и длины жестких звеньев рулевой трапеции. В соответствии с результатами, приведенными в [174], угол установки поворотных рычагов принимался равным 1,361 рад. Длина поперечной тяги *EF* принималась измененной по сравнению с поперечной тягой, серийно применяемой в конструкции шестизвенной рулевой трапеции колесных тракторов «Беларус» серии 800.

Из рисунка 7.102 видно, что максимальное значение оптимальной длины l_{OK} маятникового рычага соответствует нейтральному положению рулевого и управляемых колес и составляет 0,47 м. При повороте внутреннего управляемого колеса из нейтрального положения до 0,14 рад оптимальные значения длины l_{OK} маятникового рычага уменьшаются незначительно и находятся в диапазоне 0,46–0,47 м. С дальнейшим поворотом управляемых колес уменьшение оптимальных значений длины l_{OK} маятникового рычага происходит более интенсивно. При максимальных углах поворота управляемых колес оптимальная длина маятникового рычага составляет 0,341 м.

Таким образом, установлено, что для обеспечения качения управляемых колес по концентрическим окружностям требуется регулирование длины маятникового рычага шестизвенной рулевой трапеции в зависимости от углов поворота рулевого и управляемых колес в широком диапазоне значений. Для выполнения условия (7.96) во всем диапазоне поворота управляемых колес трактора «Беларус» серии 800 требуется регулирование длины маятникового рычага от 0,47 м при нейтральном положении до 0,341 м при максимальных углах поворота управляемых колес [178].

На третьем этапе осуществляется реализация полученной оптимальной зависимости изменения длины звеньев рулевой трапеции от углов поворота управляемых колес в конструкции рулевого управления колесной машины.

Реализация полученной оптимальной зависимости изменения длины рычага от углов поворота управляемых маятникового колес (см. рисунок 7.103) в конструкции колесного трактора «Беларус» серии 800 (см. рисунок 7.93) достигается тем, что разработанный рулевой привод [179] содержит рулевую трапецию, включающую два поворотных рычага, закрепленных на неподвижных опорах балки управляемого моста с возможностью углового перемещения, два поперечных рычага, шарнирно связанных с поворотными рычагами, поперечную тягу, шарнирно связанную с поперечными рычагами, и маятниковый рычаг, установленный на неподвижной опоре балки управляемого моста с возможностью углового перемещения. Причем, согласно разработанному техническому решению, маятниковый рычаг выполнен составным из двух телескопически связанных между собой элементов. При этом охватываемый элемент маятникового рычага установлен на неподвижной опоре балки управляемого моста с возможностью углового перемещения. Охватывающий элемент жестко соединен с поперечной тягой и кинематически связан с дополнительно установленным и закрепленным неподвижно на балке управляемого моста задатчиком длины маятникового рычага.

Техническое решение поясняется рисунком 7.104, на котором показана кинематическая схема рулевой трапеции разработанного рулевого управления с регулируемой кинематикой поворота управляемых колес.



Рисунок 7.104 – Кинематическая схема рулевого привода с регулируемой кинематикой поворота управляемых колес

Разработанный рулевой привод управляемых колес содержит рулевую трапецию, включающую два поворотных рычага 1 и 2, два поперечных рычага 3 и 4, поперечную тягу 5, задатчик 6 длины маятникового рычага и маятниковый рычаг.

Задатчик 6 длины маятникового рычага выполнен в виде пластины с профильной канавкой, неподвижно закрепленной на балке управляемого моста. Форма и длина канавки соответствуют требуемой корректировке длины маятникового рычага для изменения геометрии рулевой трапеции с целью согласования действительной и теоретической зависимостей угла поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего колеса.

Маятниковый рычаг выполнен составным из двух телескопически связанных между собой элементов 7 и 8, имеющих возможность взаимного осевого перемещения. Охватываемый элемент 7 маятникового рычага одним концом закреплен на неподвижной опоре 9 балки управляемого моста с возможностью совершения углового перемещения. Охватывающий элемент 8 маятникового рычага одним концом жестко соединен с поперечной тягой 5 и кинематически связан с задатчиком 6 длины маятникового рычага. В качестве кинематической связи элемента 8 маятникового рычага с задатчиком 6 длины маятникового рычага служит поводок, взаимодействующий с профильной канавкой задатчика 6 длины маятникового рычага. Между собой элементы 7 и 8 маятникового рычага связываются посредшпоночного или любого другого ством шлицевого, соединения со скользящей посадкой.

nttp://e.biblio.bru.bv

Поворотные рычаги 1 и 2 одними концами закреплены на неподвижных опорах 10 и 11 балки управляемого моста и жестко соединены с цапфами управляемых колес. Другими концами поворотные рычаги 1 и 2 соединены с поперечными рычагами 3 и 4 с помощью шарниров 12 и 13, обеспечивающих взаимное вращение поперечных рычагов 3 и 4 относительно поворотных рычагов 1 и 2. Другими концами поперечные рычаги 3 и 4 посредством шарниров 14 и 15 связаны с поперечной тягой 5.

Разработанное рулевое управление с регулируемой кинематикой поворота управляемых колес колесной машины работает следующим образом.

Силовой цилиндр рулевого управления поворачивает один из поворотных рычагов, например, поворотный рычаг 1, в соответствии с поворотом рулевого колеса колесной машины на угол α_1 . Вращаясь вокруг шарнира 10, поворотный рычаг 1 поворачивает цапфу управляемого колеса и соответствующее управляемое колесо колесной машины на угол α_1 .

Одновременно поворотный рычаг 1 с помощью шарнира 12 перемещает поперечный рычаг 3, который с помощью шарнира 14 перемещает поперечную тягу 5. Поперечная тяга 5 вращает маятниковый рычаг относительно неподвижной опоры 9. При этом поводок охватывающего элемента 8 маятникового рычага перемещается по профильной канавке задатчика 6 длины маятникового рычага и перемещает элемент 8 маятникового рычага относительно элемента 7 маятникового рычага, удлиняя или укорачивая соответствующим образом маятниковый рычаг и корректируя положение поперечной тяги 5.

Поперечная тяга 5 с помощью шарнира 15 перемещает поперечный рычаг 4, который с помощью шарнира 13 перемещает поворотный рычаг 2. Поворотный рычаг 2, вращаясь вокруг неподвижной опоры 11, поворачивает цапфу управляемого колеса и соответствующее управляемое колесо колесной машины на угол α_2 , обеспечивающий согласование действительной и теоретической зависимостей угла поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего колеса и качение управляемых колес по концентрическим окружностям на всех рабочих режимах.

7.5.4 Рулевые колеса с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами.

Как показал выполненный анализ, управляемость колесных машин является комплексным эксплуатационным свойством, в формировании которого, кроме эксплуатационных свойств, участвует и одно из потребительских свойств. Таким свойством выступает эргономичность [118]. Одной из основных систем конструкции, определяющих эргономичность колесных машин, является рулевое управление. Взаимодействие водителя с рулевым управлением и управление направлением движения колесной машины осуществляется через рулевое колесо, которое также выступает одним из важнейших элементов в формировании условий труда и стилевого решения интерьера кабины колесной машины.

Мировые тенденции в оснащении многоприводных колесных машин рулевыми колесами определяются, прежде всего, их функциональной направленностью. В частности, определяющими являются высокие эргономические требования, соподчиненность современным стилевым решениям интерьера кабины колесной машины в целом, универсальность устройства и его художественно-конструкторского решения [171].

В данном подразделе приводятся результаты научноисследовательских и художественно-конструкторских работ по разработке конструкций рулевых колес с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами для колесных машин, выпускаемых машиностроительными предприятиями РБ.

Рулевое колесо 1. В основу разработки художественноконструкторского решения была положена идея создания гармоничного цельного образа рулевого колеса для многоприводных машин, в частности, колесных тракторов, а также обеспечение удобства эксплуатации и обслуживания колесных машин в целом.

Разработанное художественно-конструкторское решение [180] проиллюстрировано рисунком 7.105.



а – общий вид: ³/₄ спереди колеса рулевого; б – вид слева; в – вид сверху



Основными композиционными элементами разработанного рулевого колеса являются торообразный обод и ступица с головкой винта регулировки по высоте в виде усеченного конуса, образующие со спицами единую объемную деталь в форме трехконечной звезды, в которой три спицы расположены через 2,09 рад относительно ступицы. Такое расположение спиц позволяет свести к минимуму влияние «скольжения» рулевого управления на восприятие водителем положения рулевого колеса.

Плавное сопряжение поверхности перехода спиц в обод с уменьшенным в их центральной части поперечным сечением и плавно расширяющимся к местам сопряжения с ободом и к центральной части со ступицей образует на виде сверху три равномерно расположенных симметричных овала. Такое сопряжение позволяет улучшить обзор щитка прибора и создать гармоничный запоминающийся образ рулевого колеса в целом. Выполнение спиц в виде единой объемной детали с центральной уменьшенной частью и плавным симметричным переходом спиц в ступицу и обод придает рулевому колесу законченную форму и связывает все элементы в единое целое. Формообразование наружной поверхности обода по хордам в виде граненного многоугольника создает для пальцев рук водителя дополнительную опору, исключая их скольжение.

Ступица рулевого колеса выполнена уменьшенных размеров и таким образом, что ее верхняя и нижняя плоскости не выступают за пределы соответствующих плоскостей основного объема, и согласуется с количеством спиц. Головка винта вертикальной регулировки расположена непосредственно над ступицей в виде усеченного конуса с крупными выборками. Грани выборок гармонично сочетаются с гранями на наружной поверхности обода. Такое пластическое решение является формообразующим и заменяет декоративную крышку (см. рисунок 7.105).

Разработанное художественно-конструкторское решение внешнего вида рулевого колеса отличается художественно-информационной выразительностью, рациональностью формы, цельностью композиции, а также эстетической проработкой, создающей впечатление гармоничного единства основных формообразующих элементов композиции, конструктивной логичности и универсальности формы, что позволяет расширить область применения рулевого колеса до конструкций колесных машин различного назначения.

В качестве материала для изготовления рулевых колес разработанное художественно-конструкторское решение предусматривает применение пенополиуретана [180]. Использование мягкого виброзащитного пенополиуретана вместо твердого полипропилена позволяет улучшить восприятие физического взаимодействия и значительно снизить уровень вибраций,
передаваемых на руки водителя, что также улучшает эргономичность, а значит, и управляемость колесных машин.

Таким образом, на высоком дизайнерском уровне разработано художественно-конструкторское решение рулевого колеса, характеризующееся наличием таких основных формообразующих элементов, как торообразный обод с тремя равномерно расположенными спицами, крышки и ступицы. Решение отличается выполнением спиц единой объемной деталью со ступицей с уменьшенным поперечным сечением в центральной части, плавным сопряжением поверхности перехода спиц в форме трехконечной звезды в обод и ступицу, образующим на виде сверху равномерно расположенные овалы, формообразованием наружной поверхности обода по хордам в виде граненого многоугольника, выполнением верхней и нижней плоскостей ступицы в пределах соответствующих плоскостей основного объема, а также головки винта регулировки по высоте в виде усеченного конуса с крупными выборками.

Рулевое колесо 2 (четыре варианта). В основу разработки данного художественно-конструкторского решения положена идея дальнейшего развития гармоничного цельного образа рулевого колеса, повышения обзорности щитка приборов, снижения веса. Кроме того, целью разработки являлось создание семейства рулевых колес для управления направлением движения колесных машин с широкой номенклатурой назначения, в том числе для самоходных сельскохозяйственных, лесохозяйственных, строительно-дорожных и других колесных машин [181].

Варианты разработанных художественно-конструкторских решений представлены на рисунках 7.106–7.109.

в)

Рисунок 7.106 – Колесо рулевое с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами (вариант I)

а - общий вид: 3/4 спереди колеса рулевого; б - вид слева; в - вид сверху



461

а – общий вид: 3/4 спереди колеса рулевого; б – вид слева; в – вид сверху

Рисунок 7.107 - Колесо рулевое с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами (вариант II)



а – общий вид: 3/4 спереди колеса рулевого; б – вид слева; в – вид сверху

Рисунок 7.108 - Колесо рулевое с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами (вариант III)



а – общий вид: 3/4 спереди колеса рулевого; б – вид слева; в – вид сверху

Рисунок 7.109 - Колесо рулевое с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами (вариант IV)

Основными композиционными элементами, формирующими зрительный образ рулевых колес, являются торообразный обод с двумя спицами, выполненными единой объемной деталью со ступицей с выраженной дугообразной центральной частью, а также плавным сопряжением поверхности перехода спиц в обод и ступицу. В ступице с выраженной дугообразной центральной частью расположена головка винта регулировки по высоте.

В плане модификации по вариантам I-IV рулевого колеса исполнены путем образования формы спиц радиусом полуокружности, сопрягаемой с внутренним диаметром торообразного обода и наружным диаметром центральной объемной части единой детали, одной стороны, с И произвольным, например, параболообразным сопряжением спиц с торообразным ободом, с другой.

Диаметр рулевого колеса принимается в зависимости от назначения колесной машины и составляет 300–550 мм. Сечение обода рулевого колеса в различных модификациях принимается из диапазона значений 28–36 мм, высота – 60–160 мм.

Использование двух спиц позволяет значительно снизить вес и, соответственно, стоимость изделия. Варьирование формой спиц, их взаимным положением и углом от 1,05 до 3,14 рад между осями двух полуокружностей, их образующих, дает возможность создать широкую гамму модификаций рулевого колеса с использованием одинаковых элементов конструкции (варианты I, II, IV), что улучшает технологичность изделий [181].

Вариант I исполнения рулевого колеса отличается выполнением дугообразной центральной части спиц со ступицей в форме пропеллера с мягким переходом дугообразных линий от выраженной центральной части на спицы и далее с расширением на торообразный обод. Плавное сопряжение поверхности перехода спиц в обод и мягкий переход в ступицу образуют на виде сверху две обратно расположенные каплеобразные, слегка изогнутые, фигуры, образованные полуокружностью, параболой и внутренним контуром обода. Это позволяет создать гармоничный запоминающийся образ рулевого колеса в целом (см. рисунок 7.106, а, б).

Выполнение спиц в виде единой объемной детали с центральной частью и плавным симметричным переходом спиц в ступицу и обод придает рулевому колесу законченную форму и связывает все элементы в единое целое. Такое исполнение позволяет уменьшить вес рулевого колеса не только зрительно, но и фактически, улучшить обзор щитка приборов при любом положении рулевого колеса в процессе эксплуатации.

Ступица уменьшенных размеров выполнена таким образом, что ее

верхняя и нижняя плоскости практически не выступают над соответствующими плоскостями основного объема. Головка винта вертикальной регулировки выполнена непосредственно над ступицей в форме, близкой к цилиндру с небольшими выступами по его контуру для удобства зажима. Такое пластическое решение является формообразующим и заменяет декоративную крышку (см. рисунок 7.106, в).

Вариант II исполнения рулевого колеса отличается выполнением дугообразной центральной части спиц со ступицей в форме коромысла, концевые части которого изогнуты вниз. Сопряжение поверхности перехода спиц в обод и переход в ступицу образуют на виде сверху две симметричные относительно водителя (вертикальной оси рулевого колеса на виде сверху) разновеликие фигуры: верхняя – в виде сектора, образованного дугообразными линиями, с плавным закруглением концевых частей, выполненным по параболе; нижняя – в виде двух полуокружностей в форме яблока (см. рисунок 7.107, а, б). При этом единая центральная деталь, образованная двумя спицами и ступицей с головкой винта регулировки по высоте, имеет выраженную центральную часть и уменьшенную в сечении часть участка спиц с плавным расширяющимся переходом в торообразный обод.

Такое исполнение позволяет улучшить обзор щитка приборов, удобно для эксплуатации и создает гармоничный запоминающийся образ в целом. Головка винта вертикальной регулировки выполнена аналогично варианту I (см. рисунок 7.107, в).

Вариант III исполнения рулевого колеса отличается выполнением дугообразной центральной части спиц со ступицей в плане на общем виде в форме параболообразных чаш весов. Плавное сопряжение поверхности перехода спиц в обод и мягкий переход в ступицу образуют на виде сверху две симметричные относительно водителя разновеликие фигуры. Верхняя фигура выполнена в виде сектора с параболообразными оконечными частями; нижняя – в форме эллипса (см. рисунок 7.108, а, б).

Вид сбоку аналогичен вариантам I, II (см. рисунок 7.108, в).

Вариант IV исполнения рулевого колеса является модификацией варианта III и отличается выполнением дугообразной центральной части спиц со ступицей в плане в форме округлых глубоких чаш весов в верхней части, дуги которых зрительно расположены на уровне нижней дуги цилиндра головки винта регулировки. Плавное сопряжение поверхности перехода спиц в обод и мягкий переход в ступицу образуют на виде сверху две симметричные относительно водителя разновеликие фигуры. Верхняя фигура выполнена в виде сектора с оконечными частями в форме двух полуокружностей; нижняя – эллипсообразной (см. рисунок 7.109, а, б). Вид сбоку аналогичен вариантам I, II, III (см. рисунок 7.109, в).

Как и в рулевом колесе 1, разработанное художественноконструкторское решение рулевого колеса 2 в качестве материала для изготовления предусматривает применение мягкого интегрального виброзащитного пенополиуретана, что улучшает восприятие физического взаимодействия и эргономичность.

Художественно-конструкторское решение внешнего вида рулевого колеса (четыре варианта) выполнено на высоком дизайнерском уровне, отличается художественно-информационной выразительностью, рациональностью формы, цельностью композиции, удачной эргономической проработкой, что дает возможность улучшить обзор щитка приборов и уменьшить вес изделия. Такое исполнение создает впечатление гармоничного единства основных формообразующих элементов композиции, конструктивной логичности, удобства эксплуатации и универсальности формы, позволяющей расширить область применения разработанного рулевого колеса на колесных машинах различного назначения за счет многовариантности выполнения изделия.

Рулевое колесо 3 (четыре варианта). В основу разработки художественно-конструкторского решения положена идея создания гармоничного образа семейства цельного рулевых колес с повышенными удобством управления направлением активной движения И безопасностью колесных машин.

Разработанное художественно-конструкторское решение [182] представлено на рисунках 7.110–7.113.

a) б) б)

а - общий вид: 3/4 спереди колеса рулевого; б - вид слева; в - вид сверху

Рисунок 7.110 – Колесо рулевое с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами с грушевидной ручкой (вариант I)



а – общий вид: 3/4 спереди колеса рулевого; б – вид слева; в – вид сверху

Рисунок 7.111 – Колесо рулевое с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами с грушевидной ручкой (вариант II)



а – общий вид: 3/4 спереди колеса рулевого; б – вид слева; в – вид сверху

Рисунок 7.112 – Колесо рулевое с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами с грушевидной ручкой (вариант III)



а – общий вид: 3/4 спереди колеса рулевого; б – вид слева; в – вид сверху

Рисунок 7.113 – Колесо рулевое с улучшенными эргономическими и эстетическими свойствами с грушевидной ручкой (вариант IV) Художественно-конструкторское решение рулевого колеса 3 отличается от художественно-конструкторского решения рулевого колеса 2 наличием грушевидной ручки, установленной с целью повышения удобства управления направлением движения колесной машины в зоне, не препятствующей вращению рулевого колеса двумя руками, внутри обода, в месте его сопряжения с одной из спиц. Конструктивно грушевидная ручка установлена на усилительной пластине треугольной формы (косынке), соединяющей обод и одну из спиц.

При вращении рулевого колеса, например, при крутом повороте, водитель обходится без перехвата двумя руками, свободно вращая его, опираясь на грушевидную ручку. Это, в свою очередь, также способствует улучшению управляемости и повышению активной безопасности движения колесной машины.

7.5.5 Перспективные направления развития НИР в области совершенствования приводов ведущих колес.

Целью данного подраздела является обоснование перспективных направлений развития НИР в области совершенствования приводов ведущих колес многоприводных машин [183].

В соответствии с поставленной целью разработан метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес [184], заключающийся в реализации ведущими колесами в каждый момент времени криволинейного движения многоприводной машины значений и направлений действия касательных сил тяги, соответствующих решению задачи условной однокритериальной оптимизации

$$\eta_{rsa} \rightarrow \max$$
 (7.137)

при следующих ограничениях, налагаемых на выступающие в данном случае в качестве управляемых параметров касательные силы тяги P_{kir} и P_{kil} и углы α_{ir} и α_{il} поворота ведущих колес:

$$0 \le P_{kir} \le \varphi_{ir} P_{zir}, \quad 0 \le P_{kil} \le \varphi_{il} P_{zil},$$

$$-\alpha_{i\max} \le \alpha_{ir} \le \alpha_{i\max}, \quad -\alpha_{i\max} \le \alpha_{il} \le \alpha_{i\max}, \quad i = 1, n, \quad (7.138)$$

$$\sum_{i=1}^{n} \left(P_{kir} \cos \alpha_{ir} + P_{kil} \cos \alpha_{il} \right) = P_{k\sum x},$$

где ϕ_{ir} и ϕ_{il} – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес *i*-го моста с опорной поверхностью;

 P_{zir} и P_{zil} – нормальные реакции правого и левого ведущих колес *i*-го моста.

В качестве объекта исследований принята многоприводная машина с колесной формулой 4 × 4 и передним управляемым мостом (m = n = 2; k = 1), близкая по своим массовым и геометрическим характеристикам к параметрам внедорожной машины КамАЗ-4350.

Для оценки эффективности управления касательными силами тяги ведущих колес моделировалось криволинейное движение трех машин с одними и теми же массогеометрическими параметрами, но с различным распределением касательных сил тяги ведущих колес по величине и направлению действия. Исследования проводились с использованием математической модели, приведенной в подразделе 7.2.

У машины 1 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами по величине моделировалось оптимальным с позиции эффективности ходовой системы [184]

$$\eta_{rsa} \rightarrow \max$$
 (7.139)

при следующих ограничениях, наложенных на управляемые параметры – касательные силы тяги P_{k1r} , P_{k1l} и P_{k2r} , P_{k2l} правого и левого ведущих колес переднего и заднего мостов:

 $0 \le P_{k1r} \le \varphi_{1r} P_{z1r}; \quad 0 \le P_{k1l} \le \varphi_{1l} P_{z1l};$ $0 \le P_{k2r} \le \varphi_{2r} P_{z2r}; \quad 0 \le P_{k2l} \le \varphi_{2l} P_{z2l};$ $P_{k1r} \cos \alpha_{1r} + P_{k1l} \cos \alpha_{1l} + P_{k2r} + P_{k2l} = P_{k\Sigma x},$ (7.140)

где ϕ_{lr} и ϕ_{ll} – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес переднего моста с опорной поверхностью;

 P_{z1r} и P_{z1l} – нормальные реакции правого и левого ведущих колес переднего моста;

φ₂, и φ₂, – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес заднего моста с опорной поверхностью;

 P_{z2r} и P_{z2l} – нормальные реакции правого и левого ведущих колес заднего моста.

Значения углов поворота ведущих колес переднего управляемого моста у машины 1 моделировались исходя из выполнения условия (7.96) качения управляемых колес многоприводной машины по концентрическим окружностям.

У машины 2 моделировалось оптимальное распределение направлений действия касательных сил тяги, т. е. углов поворота управляемых ведущих колес, с позиции эффективности ходовой системы

$$\eta_{rsa} \rightarrow \max$$
 (7.141)

при следующих ограничениях, наложенных на управляемые параметры – углы α_{1r} и α_{1l} поворота правого и левого ведущих колес переднего управляемого моста:

$$-\alpha_{1\max} \le \alpha_{1r} \le \alpha_{1\max}; \qquad -\alpha_{1\max} \le \alpha_{1l} \le \alpha_{1\max}, \qquad (7.142)$$

где α_{1max} – максимальный угол поворота ведущих колес переднего управляемого моста.

У машины 3 моделировалось оптимальное распределение касательных сил тяги по величине и направлению действия с позиции эффективности ходовой системы

$$\eta_{rsa} \rightarrow \max$$
 (7.143)

при следующих ограничениях, наложенных на управляемые параметры – касательные силы тяги P_{k1r} , P_{k1l} и P_{k2r} , P_{k2l} правого и левого ведущих колес переднего и заднего мостов и углы α_{1r} и α_{1l} поворота правого и левого ведущих колес переднего управляемого моста:

$$0 \le P_{k1r} \le \varphi_{1r} P_{z1r}; \quad 0 \le P_{k1l} \le \varphi_{1l} P_{z1l};$$

$$0 \le P_{k2r} \le \varphi_{2r} P_{z2r}; \quad 0 \le P_{k2l} \le \varphi_{2l} P_{z2l};$$

$$-\alpha_{1\max} \le \alpha_{1r} \le \alpha_{1\max}; \quad 0 \le P_{k2l} \le \varphi_{2l} P_{z2l};$$

$$P_{k1r} \cos \alpha_{1r} + P_{k1l} \cos \alpha_{1l} + P_{k2r} + P_{k2l} = P_{k\Sigma x}.$$

(7.144)

Движение машин 1, 2 и 3 моделировалось по разбитой грунтовой дороге со скоростью 3 м/с.

Оптимизация распределения касательных сил тяги между ведущими колесами и углов поворота управляемых колес осуществлялась для каждого значения теоретического радиуса R_t поворота, полученного при моделировании криволинейного движения внедорожной машины КамАЗ-4350 с действительными углами поворота управляемых колес с шагом изменения угла α_{1e} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста, равным 0,0175 рад.

Результаты исследований оптимальных распределений касательных сил тяги между ведущими колесами и углов поворота управляемых ведущих колес внедорожной машины КамАЗ-4350 приведены на рисунке 7.114 в виде зависимостей КПД ходовых систем машин 1, 2 и 3 от теоретического радиуса *R*_t поворота.



Рисунок 7.114 – Зависимости КПД ходовых систем машин 1, 2 и 3 от те
оретического радиуса R_t поворота

Из рисунка 7.114 следует, что при прямолинейном движении с нейтральным положением рулевого и управляемых колес машины 1, 2 и 3 имеют одинаковую эффективность ходовой системы. КПД ходовых систем η_{сти} машин 1, 2 и 3 при этом составляет 97,1 %.

При повороте управляемых колес из нейтрального положения эф-

фективность ходовых систем колесных машин снижается. С увеличением углов поворота рулевого и управляемых колес изменение КПД ходовых систем η_{rsa} машин 1, 2 и 3 носит одинаковый характер, но при этом машины 1, 2 и 3 имеют разную эффективность ходовых систем.

Наиболее интенсивно с увеличением кривизны траектории движения эффективность ходовой системы и, соответственно, уровень реализации эксплуатационных свойств снижаются у машины 2 с оптимальными углами поворота управляемых ведущих колес. КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ машины 2 изменяется от 97,1 % при прямолинейном движении до 96,73 % при уменьшении теоретического радиуса R_t криволинейного движения до минимального значения, численно равного 9,98 м.

Эффективность ходовой системы машины 1 с оптимальным распределением касательных сил тяги между ведущими мостами и колесами изменяется от 97,1 % при прямолинейном движении до 96,77 % при уменьшении теоретического радиуса R_t поворота до минимального значения.

Машина 3 имеет наибольшую эффективность ходовой системы во всем рабочем диапазоне поворота рулевого и управляемых колес. Интегрированное управление касательными силами тяги ведущих колес по величине и направлению действия ограничивает снижение эффективности ходовой системы машины 3 во всем рабочем диапазоне поворота рулевого и управляемых колес значением 96,8 %.

Для демонстрации возможности практической реализации метода интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес разработаем интегрированную систему рулевого и силового приводов ведущих колес.

В качестве основы для разработки интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес примем устройство ПВМ универсально-пропашных тракторов «Беларус» с колесной формулой 4 × 4.

Тогда решение поставленной задачи достигается разработкой устройства интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес [185], содержащей межколесный дифференциал, рулевой вал, силовой цилиндр, насос-дозатор. Насос-дозатор кинематически связан с рулевым валом, а гидравлически – через гидрораспределитель с питающим насосом и полостями силового цилиндра. Шток силового цилиндра соединен с рулевой трапецией.

Причем, согласно разработанному техническому решению, система дополнительно содержит механизм управления межколесным дифференциалом, состоящий из распределителя золотникового типа и гидромотора. Торцевые полости распределителя золотникового типа гидравлически соединены с полостями силового цилиндра, а управляющие – с гидромотором. Один вал гидромотора кинематически связан с полуосевой шестерней межколесного дифференциала и полуосью привода соответствующего ведущего колеса, второй – со второй полуосевой шестерней межколесного дифференциала и с полуосью привода противоположного ведущего колеса. Кроме того, устройство содержит дроссельный регулятор, который кинематически связан с рулевой трапецией. Гидравлически дроссельный регулятор связан с гидромотором механизма управления межколесным дифференциалом через упомянутый распределитель.

Сущность данного технического решения поясняется кинематической и гидравлической схемами разработанного устройства интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес, приведенными соответственно на рисунках 7.115 и 7.116.



Рисунок 7.115 – Кинематическая схема интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес



Рисунок 7.116 – Гидравлическая схема интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес

Разработанное устройство интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес содержит межколесный дифференциал 1, рулевое колесо 2, кинематически связанное с рулевым валом 3, силовой цилиндр 4, насос-дозатор 5. Насос-дозатор 5 кинематически связан с рулевым валом 3. Гидравлически насос-дозатор 5 связан с полостями силового цилиндра 4. Шток силового цилиндра 4 соединен с рулевой трапецией 6.

Интегрированная система содержит также механизм управления дифференциалом 1, состоящий из распределителя 7 золотникового типа и гидромотора 8. Торцевые полости распределителя 7 золотникового типа гидравлически соединены с полостями силового цилиндра 4; управляющие – с гидромотором 8. Один вал 9 гидромотора 8 кинематически связан с полуосевой шестерней 10 дифференциала 1, полуосью 11 и через шкворневое устройство 12 и бортовой редуктор 13 с одним из ведущих колес 14 управляемого моста. Второй вал 15 гидромотора 8 кинематически связан

472

со второй полуосевой шестерней 16 дифференциала 1, полуосью 17, а также через шкворневое устройство 18 и бортовой редуктор 19 с противоположным ведущим колесом 20 управляемого моста.

Устройство разработанной интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес содержит также дроссельный регулятор 21, который кинематически связан с рулевой трапецией 6. Гидравлически дроссельный регулятор 21 связан с гидромотором 8 механизма управления дифференциалом 1 через распределитель 7.

Кроме того, устройство разработанной интегрированной системы содержит питающий насос 22. Питающий насос 22 через вспомогательный распределитель 23 соединен с основным гидрораспределителем 24 рулевого управления. Основной гидрораспределитель 24 рулевого управления, в свою очередь, кинематически связан с рулевым колесом 2.

Распределитель 7 золотникового типа механизма управления дифференциалом 1 привода ведущих колес 14 и 20 управляемого моста содержит орган управления 25. Дроссельный регулятор 21 имеет орган управления 26.

Разработанное устройство интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес работает следующим образом.

При нейтральном положении рулевого колеса 2 рулевой вал 3 удерживает насос-дозатор 5 в положении, при котором рабочая жидкость не поступает в полости силового цилиндра 4. Рулевая трапеция 6 удерживает ведущие колеса 14 и 20 управляемого моста в нейтральном положении, т. е. положении, параллельном продольной оси колесной машины. Вращение полуосевых шестерен 10 и 16 дифференциала 1 осуществляется с равной скоростью в одном направлении. В результате реализуется прямолинейное движение колесной машины.

При вращении рулевого колеса 2 рулевой вал 3 воздействует на насос-дозатор 5. В результате рабочая жидкость поступает в ту или иную полость силового цилиндра 4. Силовой цилиндр 4 перемещает рулевую трапецию 6 и поворачивает соответствующим образом ведущие колеса 14 и 20 управляемого моста. Одновременно рабочая жидкость поступает к торцам распределителя 7 и вызывает осевое смещение его золотника. При этом распределитель 7 открывает доступ рабочей жидкости к гидромотору 8. Рабочая жидкость, прошедшая через гидромотор 8, поступает на слив.

Направления поворота ведущих колес 14 и 20 управляемого моста и подачи рабочей жидкости в гидромотор 8 соответствуют увеличению скорости вращения привода внешнего ведущего колеса 14 или 20 и уменьшению на такую же величину скорости вращения привода внутреннего ведущего колеса 20 или 14. С увеличением угла поворота ведущих колес 14 и 20 управляемого моста дроссельный регулятор 21, кинематически связанный с рулевой трапецией 6, регулирует в сторону увеличения давление и расход рабочей жидкости.

При движении колесной машины со смещенной тяговой нагрузкой или на склоне для обеспечения курсовой устойчивости движения золотник распределителя 7 с помощью органа управления 25 принудительно устанавливается и фиксируется в левом или правом положении. Положение для установки органа управления 25 определяется в зависимости от направления действия отклоняющего момента, который необходимо воспринять и компенсировать. Величина стабилизирующего момента рыскания колесной машины регулируется с помощью органа управления 26 дроссельного регулятора 21.

Новизна разработанного устройства интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес многоприводных машин подтверждена и защищена патентом на изобретение [185].

7.5.6 Выводы.

Таким образом, приведенные в данном разделе результаты исследований позволяют сделать следующие выводы.

В конструкции многоприводных машин для поворота ведущих колес в продольной плоскости применяются, как правило, рулевые управления с трапециями, состоящими из различного числа жестких звеньев, шарнирно связанных между собой, частично закрепленных на неподвижных шарнирных опорах балок управляемых мостов и соединенных с поворотными цапфами управляемых колес, и выполненными на основе различных кинематических схем.

Уровень подавляющего большинства современных исследований рулевого привода управляемых колес многоприводных машин характеризуется углубленным изучением кинематики поворота управляемых колес. Вместе с тем серийно применяемые рулевые трапеции не обепечивают точное согласование действительных углов поворота управляемых колес с условием (7.96) их качения по концентрическим окружностям во всем рабочем диапазное, что является причиной возникновения дополнительных сопротивления движению, сил повышенного износа шин и увеличения расхода топлива. Обеспечивая близкое согласование действительных углов поворота управляемых колес в области малых и средних углов поворота управляемых колес, они имеют значительные рассогласования в области больших и максимальных углов поворота управляемых колес.

Выполняемая оптимизация параметров рулевой трапеции заключается, в основном, в определении оптимальных значений углов установки поворотных рычагов и длин отдельных звеньев с позиции обеспечения минимальной суммы $\Sigma \Delta^2$ квадратов отклонений действительного угла поворота управляемых колес от их теоретических значений, определяемых зависимостью (7.96). В результате такой оптимизации сумма $\Sigma \Delta^2$ в целом уменьшается. Однако получаемые при этом наибольшие значения рассогласований действительных углов поворота управляемых колес, как правило, смещаются в область более вероятных в эксплуатации средних и малых углов поворота управляемых колес.

С увеличением количества управляемых мостов у многоприводных машин общая погрешность действительных углов поворота управляемых колес значительно возрастает за счет наличия и суммирования погрешностей поворота колес второго и последующих управляемых мостов. Выполненные исследования кинематики рулевого привода многоприводных машин на примере рулевого привода управляемых колес внедорожной машины M3КТ-79305 с колесной формулой 8 × 8 и двумя передними управляемыми мостами показали, что левые и правые колеса второго и последующих управляемых мостов имеют разную кинематику и максимальные углы поворота. Отличие в действительных углах поворота внутренних левого и правого колес второго управляемого моста внедорожной машины МЗКТ-79305 достигает 0,0159 рад, наружных – 0,008 рад.

Для количественной оценки рассогласования кинематики управляемых колес мобильных машин как с одним, так и с двумя и более управляемыми мостами разработан метод, заключающийся в моделировании или выполнении поворота управляемых колес с фиксированием их кинематических параметров, построении диаграммы углов поворота управляемых колес и определении оценочного показателя. Для наглядного отображения углов поворота управляемых колес предложено использовать диаграмму в виде графических зависимостей углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов от углов поворота внутреннего колеса первого управляемого моста из левого крайнего положения в правое крайнее. В качестве оценочного показателя предложен коэффициент К_{αе} рассогласования кинематики поворота управляемых колес, определяемый отношением интегралов отклонений действительных углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов от их теоретических значений и теоретических углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов по углу поворота внутреннего колеса первого управляемого моста.

Выполненные исследования показали, что конструкция серийной рулевой трапеции внедорожной машины M3KT-79305 не обеспечивает согласование действительных углов поворота управляемых колес с их теоретическими значениями, обеспечивающими качение управляемых колес по концентрическим окружностям без бокового скольжения во всем рабочем диапазоне. Отклонения действительных углов поворота управляемых колес от их теоретических значений находятся в диапазоне значений от 0 до 0,024 рад и зависят от порядкового номера моста и борта мобильной машины, направления и величины угла поворота управляемых колес. Коэффициент $K_{\alpha e}$ рассогласования кинематики поворота управляемых колес внедорожной машины M3KT-79305 составляет 4,54 %.

Для оценки влияния рассогласования кинематики поворота управляемых колес на эффективность ходовой системы колесной машины разработан метод, заключающийся в моделировании ее криволинейного движения с регистрацией кинематических и силовых параметров и определении оценочного показателя. В качестве оценочного показателя предложено использовать разность Δ_{η} КПД ходовой системы η_{rsa} (7.6) колесных машин с углами поворота управляемых колес, соответствующими движению последних по концентрическим окружностям, и действительными углами поворота управляемых колес. Выполненные исследования показали, что величина влияния рассогласования кинематики поворота управляемых колес на эффективность ходовой системы многоприводной машины изменяется в зависимости от углов поворота управляемых колес и зависит от величины рассогласования кинематики их поворота. Рассогласование кинематики поворота управляемых колес приводит к снижению эффективности ходовой системы внедорожной машины M3KT-79305 до 0,3–0,35 %.

Разработан метод синтеза рулевого управления, основанный на применении в рулевой трапеции звеньев с регулируемой длиной, оптимизации зависимости их параметров от угла поворота управляемых колес с позиции минимизации коэффициента $K_{\alpha e}$ рассогласования кинематики поворота управляемых колес и реализации полученной оптимальной зависимости в конструкции рулевого привода ведущих колес.

В соответствии с разработанным методом применительно к шестизвенной рулевой трапеции обосновано принятие маятникового рычага в качестве звена с регулируемой длиной. Получены зависимости изменения оптимальной длины маятникового рычага шестизвенной рулевой трапеции колесного трактора «Беларус» серии 800 от углов поворота управляемых колес и самого маятникового рычага с позиции выполнения условия (7.96). Разработана кинематическая схема рулевой трапеции с регулируемой кинематикой поворота управляемых ведущих колес для колесного трактора «Беларус» серии 800, обеспечивающая качение управляемых ведущих колес по концентрическим окружностям на всем рабочем диапазоне.

Результаты проведенных исследований позволили установить, что условие обеспечения качения управляемых ведущих колес по концентрическим окружностям не минимизирует энергозатраты во всем диапазоне эксплуатационных условий колесных машин. Разработан метод оптимизации распределения углов поворота управляемых ведущих колес, обеспечивающий максимальную эффективность ходовых систем в общем случае криволинейного движения мобильных машин в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса. Получены оптимальные соотношения углов поворота управляемых ведущих колес для внедорожной машины МЗКТ-79305. Установлено, что значения оптимальных соотношений углов поворота управляемых ведущих колес зависят как от величины угла поворота рулевого колеса, так и от кинематических параметров движения мобильной машины. Рассогласование действительных углов поворота управляемых ведущих колес внедорожной машины МЗКТ-79305 приводит к снижению эффективности ходовой системы, которое зависит от углов поворота управляемых колес и отклонения действительных углов поворота от их теоретических значений и достигает 0,54 %.

Разработаны промышленные образцы рулевых колес с улучшенными эстетическими и эргономическими свойствами для выпускаемых машиностроительными предприятиями РБ многоприводных машин, отличающиеся художественно-информационной выразительностью, рациональностью формы, цельностью композиции, удачной эргономической проработкой, позволяющей улучшить обзор щитка приборов, уменьшить вес изделия.

Разработан метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес многоприводных машин по величине и направлению действия, основанный на совместной оптимизации распределений суммарной касательной силы тяги между ведущими мостами и колесами и углов поворота ведущих колес с позиции КПД ходовой системы $\eta_{rs\alpha}$ и реализации их оптимальных значений в каждый момент движения колесной машины.

Выполненные расчетные исследования свидетельствуют о том, что разработанный метод позволяет повысить эффективность ходовой системы внедорожной машины с колесной формулой 4 × 4 по сравнению с такими

же машинами, но с оптимальными распределениями углов поворота управляемых ведущих колес и суммарной касательной силы тяги между ведущими колесами. Показано, что минимальные энергозатраты колесных машин обеспечиваются интегрированным управлением касательными силами тяги по величине и направлению действия, что обосновывает перспективность работ по созданию интегрированных систем рулевого и силового приводов ведущих колес. Для практической реализации метода управления касательными силами тяги ведущих колес разработано устройство интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес, которое создает техническую основу для исследований и оптимизации различных законов распределения касательных сил тяги между ведущими колесами с плавным изменением величины и направления касательных сил тяги в широком диапазоне, а также проведения ОКР по разработке интегрированной системы рулевого и силового приводов ведущих колес.