

Газизуллин Руслан Ленарович

**РАЗРАБОТКА ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ПОДВОДИМОЙ МОЩНОСТЬЮ  
К ДВИЖИТЕЛЮ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО  
ПЛОТНОЙ РОВНОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ**

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и  
комплексы

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2023

Работа выполнена на кафедре колесных машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: **Косицын Борис Борисович**

доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты: **Котляренко Владимир Иванович**

доктор технических наук, старший научный сотрудник, ведущий эксперт Экспертного Совета ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

**Верещагин Сергей Борисович**

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Тягачи и амфибийные машины» МАДИ.

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева».

Защита состоится «28» июня 2023 г. в 14:30 на заседании диссертационного совета 24.2.331.13 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.13.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
д.т.н., доцент



Б.Б. Косицын

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Одним из основных направлений развития в транспортном машиностроении является повышение энергоэффективности движения. Для дорожных автомобилей повышение энергоэффективности предполагает улучшение показателей топливной экономичности, в связи с чем снижается стоимость владения и вредные выбросы в атмосферу. В случае высокоподвижных машин, а также беспилотных и безэкипажных транспортных средств (ТС), повышение энергоэффективности позволит увеличить время автономной работы, запас хода и, таким образом, расширить границы выполнения транспортной задачи.

Повышение энергоэффективности колесного ТС может достигаться различными способами, одним из которых является оптимизация закона управления подводимой мощностью к движителю с целью снижения затрат энергии на движение, вызванных буксованием колес.

При рассмотрении уравнения мощностного баланса автомобильного колеса в случае качения по плотной опорной поверхности (ОП) потери можно разделить на две составляющие: мощность сопротивления качению, обусловленную гистерезисными потерями в самом колесе, оснащенном пневматической шиной, и мощность потерь, связанную со скольжением шины относительно ОП.

Таким образом, если потери на сопротивление качению могут быть снижены за счет совершенствования конструкций автомобильных колес, то уменьшение потерь в пятне контакта при реализации тягово-сцепных свойств достигается эффективным управлением подводимой мощностью к движителю.

При этом необходимо отметить, что в зависимости от выполняемых маневров и дорожных условий подход к рациональному распределению мощности между движителями существенно изменяется, что в современных машинах реализуется за счет изменения режима работы трансмиссии. Например, движение по криволинейной траектории осуществляется при полностью дифференциальной трансмиссии, а прямолинейное движение в тяжелых условиях или при реализации высокой силы тяги с полностью заблокированным приводом. Выбор режима работы трансмиссии вносит дополнительную нагрузку на водителей высокоподвижных колесных машин (КМ), эксплуатация которых характеризуется широким диапазоном изменения дорожных условий и, соответственно, снижает эффективность выполнения транспортных задач, поскольку оба режима не всегда рациональны.

Таким образом, разработка закона энергоэффективного управления подводимой мощностью к ведущим колесам, позволяющего обеспечить эффективное движение ТС в различных условиях движения является актуальной научной задачей.

**Целью** диссертационной работы является повышение энергоэффективности высокоподвижных колесных машин путем применения адаптивного к условиям движения закона управления подводимой мощностью к движителю.

Для достижения цели исследования сформулированы и решены следующие научные задачи:

1. Разработаны математические модели динамики движения КМ по плотной ОП для исследования энергоэффективности разработанного закона управления подводимой мощностью к движителю с учетом переходных процессов, возникающих при движении в изменяющихся дорожных условиях;
2. Разработаны математические модели установившегося прямолинейного движения и стационарного поворота КМ по плотной ОП для определения

оптимального закона управления подводимой мощностью к двигателю в широком диапазоне дорожных условий;

3. Разработан адаптивный к условиям движения закон энергоэффективного управления подводимой мощностью к двигателю КМ с возможностью ограничения развиваемой силы тяги;

4. Выполнены экспериментальные исследования для обоснования возможности применения разработанных математических моделей;

5. Проведены сравнительные исследования по оценке эффективности разработанного закона управления подводимой мощностью к двигателю по отношению к существующим системам и известным законам распределения подводимой мощности к колесам.

#### **Научная новизна работы.**

1. Разработан закон адаптивного управления подводимой мощностью к двигателю машины, полученный путем решения задачи оптимизации, отличающийся возможностью эффективного применения при прямолинейном и криволинейном движении в широком диапазоне изменения дорожных условий;

2. Разработан закон адаптивного управления подводимой мощностью с ограничением буксования двигателя на заданном уровне с целью предотвращения интенсивного буксования колес, отличающийся возможностью перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами для сохранения необходимой для движения суммарной тяговой силы;

3. Получены результаты теоретических исследований работоспособности разработанного закона управления подводимой мощностью к двигателю КМ по отношению к известным системам и законам распределения мощности в разных условиях движения, позволяющие дать сравнительную оценку энергоэффективности.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, выводов и результатов базируется на теоретических и экспериментальных исследованиях динамики КМ, а также на использовании апробированных методов имитационного математического моделирования.

#### **Практическая значимость** заключается:

1. В программной реализации математических моделей (ММ) прямолинейного и криволинейного движения КМ пригодной для исследования и сравнительной оценки различных законов управления подводимой мощностью к двигателю на предприятиях транспортного машиностроения;

2. В программной реализации системы управления движением колесной машины с алгоритмом энергоэффективного управления подводимой мощностью к двигателю, учитывающем ограничение буксования колес на заданном уровне, в соответствии с разработанным законом для использования на предприятиях транспортного машиностроения.

**Реализация результатов работы.** Результаты работы внедрены в ПАО «КАМАЗ», а также используются в учебном процессе на кафедре колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана, что подтверждается соответствующими актами.

**На защиту выносятся** основные положения научной новизны, выводы и результаты исследований:

1. Закон адаптивного управления подводимой мощностью к двигателю КМ при движении по плотной опорной поверхности с возможностью ограничения буксования колес на заданном уровне;

2. Результаты теоретических исследований работоспособности разработанного закона управления подводимой мощностью к движителю КМ по отношению к известным системам и законам распределения мощности в разных условиях движения, позволяющие дать сравнительную оценку энергоэффективности.

**Личный вклад автора** состоит том, что представленные результаты получены автором лично или при его непосредственном участии. Автором лично разработаны ММ, разработан адаптивный к условиям движения закон энергоэффективного управления подводимой мощностью к движителю КМ, а также выполнена комплексная оценка эффективности и работоспособности разработанного закона с использованием математического моделирования рабочих процессов.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались на: научно-технических семинарах кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2018-2022; Международном автомобильном форуме «Наземные инновационные транспортные средства с низким углеродным следом» (МАНФ-2021). Москва, 2021; Международном автомобильном научном форуме «Устойчивое развитие отечественного автопрома в современных условиях» (МАНФ-2022). Москва, 2022.

**Публикации по теме диссертации.** По материалам диссертации опубликованы 4 научные работы в журналах, рекомендованных ВАК РФ, общим объемом 1,7 п. л.

**Структура работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих результатов и выводов, списка литературы. Работа изложена на 204 листах машинного текста, содержит 87 рисунков, 10 таблиц. Список литературы содержит 117 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **Введении** обоснована актуальность темы диссертации, приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулированы цель и задачи работы, научная новизна, а также основные положения, выносимые на защиту.

В **Главе 1** представлен анализ особенностей эксплуатации высокоподвижных КМ, а также известных систем и законов распределения мощности между ведущими колесами. Сделан вывод о том, что при разработке адаптивного к условиям движения закона управления проводимой мощностью к движителю необходимо использовать дополнительную информацию о взаимодействии колес с ОП (силы и моменты на оси колеса).

Выполнен обзор и анализ аналитических и численных методов, которые могут быть применены для оптимизации разрабатываемого адаптивного закона управления подводимой мощностью, направленного на повышение энергоэффективности, а также рассмотрены различные варианты целевых функций. Сделан вывод о том, что для разработки аналитического закона целесообразно применение метода множителей Лагранжа, а в качестве целевой функции – использовать мощность потерь, возникающую при взаимодействии колеса с ОП, отнесенную к скорости движения машины, так как в этом случае целевая функция характеризует непосредственно потери мощности, возникающие при качении колеса, а не затраты мощности на движение машины в целом.

Проведен анализ существующих математических моделей (ММ) динамики КМ, взаимодействия колеса с ОП, а также основных узлов и агрегатов, участвующих в передаче мощности к ведущим колесам. Проведен анализ подходов к

математическому описанию условий движения, позволяющему исследовать динамику машины в статистически заданных условиях эксплуатации.

Особо отмечены работы Чудакова Е.А., Певзнера Я.М., Антонова Д.А., Литвинова А.С., Фаробина Я.Е., Котиева Г.О., Бахмутова С.В., Дика А.Б., Рождественского Ю.Л., Смирнова Г.А., Попова С.Д., Белоусова Б.Н., Ларина В.В., Федотова А.И., Иванова А.М., Льянова М.С., Горелова В.А., Вольской Н.С., Аксенова П.В., Чистова М.П., Кима В.А., Агейкина Я.С., Жилейкина М.М., Чернышева Н.В., Кравца В.Н., Тарасика В.П., Беспалова С.И., Ванцевича В.В., Высоцкого В.С., Дубовика Д.А., Петрушова В.А., Келлера А.В., Пирковского Ю.В., Соловьева В.И., Шухмана С.Б., Прочко Е.И., Bekker M.G., Wong J.Y., Huang W., Knezevic Z., Janosi Z., Hanamoto B., Расејка Н.В. и других, а также труды научных школ: МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, МАДИ, МАМИ, МГИУ, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Академии БТВ, 21 НИИ МО РФ и других.

Выполненные в первой главе исследования позволили сформулировать задачи, направленные на достижение цели работы, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

В Главе 2 представлены ММ движения КМ:

- математические модели установившегося прямолинейного движения и стационарного поворота КМ по плотной ОП, которые используются для первичной оценки разработанного закона управления подводимой к движителю мощностью в широком диапазоне изменения условий взаимодействия колеса с ОП при прямолинейном и криволинейном движении соответственно;

- математические модели динамики прямолинейного и криволинейного движения КМ по плотной ОП, которые используются для исследования разработанного закона управления подводимой к движителю мощностью при изменяющихся управляющих воздействиях и внешних условиях в случае прямолинейного и криволинейного движения КМ соответственно.

При разработке указанных моделей за основу взята ММ динамики КМ, разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Согласно расчетной схеме (Рис. 1) движение КМ под действием внешних сил описывается системой дифференциальных уравнений (1).

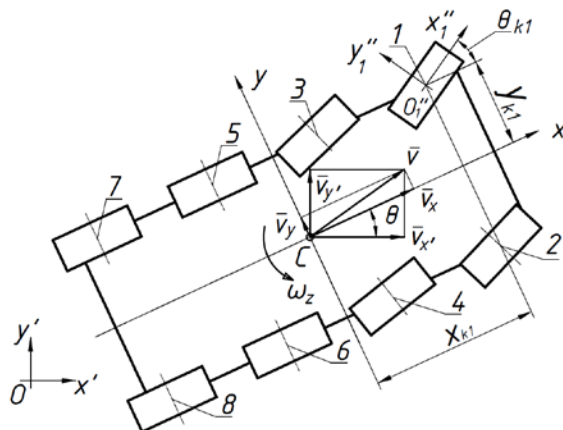


Рис. 1. Расчетная схема движения машины в горизонтальной плоскости

$$\begin{cases} a_x = \frac{dv_x}{dt} - \omega_z v_y = \frac{1}{m} (\sum_{i=1}^n R_{xi} - P_w); \\ a_y = \frac{dv_y}{dt} + \omega_z v_x = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^n R_{yi}; \\ J_z \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^n M(R_{yi}) - \sum_{i=1}^n M(R_{xi}) - \sum_{i=1}^n M_{cpi}, \end{cases} \quad (1)$$



где  $m$  – масса машины;  $J_z$  – момент инерции машины относительно вертикальной оси  $z$ , проходящей через центр масс  $C$ ;  $a_x, a_y$  – проекции ускорения центра масс машины на оси координат  $xCy$ ;  $v_x, v_y$  – проекции скорости центра масс машины на оси координат  $xCy$ ;  $dv_x/dt, dv_y/dt$  – проекции относительной производной вектора скорости центра масс машины на оси координат  $xCy$ ;  $\omega_z$  – проекция вектора угловой скорости поворота машины на вертикальную ось  $z$ ;  $R_{xi}, R_{yi}$  – продольная и поперечная составляющие касательной силы взаимодействия, действующей в пятне контакта  $i$ -ого колеса с ОП;  $P_w$  – проекция вектора силы аэродинамического сопротивления на ось  $x$  системы координат  $xCy$ ;  $M_{cni}$  – момент сопротивления повороту пятна контакта  $i$ -ого колеса относительно вертикальной оси;  $n$  – число колес.

Для учета перераспределения нормальных реакций от действия силы сопротивления воздуха, моментов сопротивления качению, ускорения центра масс и силы тяжести применяется принцип возможных перемещений. Взаимодействие колеса с ОП описывается при помощи подхода, основанного на представлении об «эллипсе трения», согласно которому сила взаимодействия с ОП направлена противоположно скорости скольжения в точках контакта.

Представленная имитационная модель динамики машины дополнена математическим описанием кинематических и силовых связей в трансмиссии (в случае блокированного и дифференциального привода), а также уравнениями вращательного движения каждого колеса:

$$J_k \dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - M_{ki}^f, \quad (2)$$

где  $J_k$  – момент инерции колеса;  $M_{ki}$  – момент, подводимый к  $i$ -тому колесу со стороны трансмиссии;  $M_{ki}^f$  – момент взаимодействия  $i$ -того колеса с ОП, возникающий в результате действия реакций  $R_{x''i}$  и  $R_{zi}$  (выражение (3)),  $R_{zi}$  – вертикальная реакция на  $i$ -том колесе машины со стороны ОП.

$$M_{ki}^f = (R_{x''i} + f_i R_{zi}) \cdot r_0, \quad (3)$$

где  $f_i$  – коэффициент сопротивления качению  $i$ -того колеса машины;  $r_0$  – радиус качения колеса в свободном режиме.

На основании уравнения мощностного баланса доказано, что выражение (3) для определения момента взаимодействия колеса с ОП может быть использовано как в случае прямолинейного качения колеса, так и в случае его качения с уводом.

Связь углов поворота управляемых колес с задаваемой водителем теоретической кривизной траектории описывается согласно «геометрии» рулевой трапеции.

**Глава 3** посвящена разработке адаптивного закона управления подводимой мощностью к движителю. Сцепные свойства движителя с ОП, как правило, характеризуется ее типом и параметрами движителя. Таким образом, ожидаемый коэффициент сцепления (математическое ожидание) может быть назначен водителем из кабины путем визуальной оценки по аналогии с регулированием давления воздуха в шинах. В этой связи, при формировании закона управления подводимой к движителю мощностью коэффициент сцепления считается известной величиной.

Для повышения энергоэффективности прямолинейного движения КМ целесообразно распределять мощность по колесам так, чтобы мощность потерь, возникающая при качении колеса  $N_{f\Sigma}$ , достигала минимального значения. Таким образом, в качестве целевой функции принята удельная величина, представляющую собой мощность потерь  $N_{f\Sigma}$ , отнесенную к скорости движения машины  $v_x$ , которая

характеризует потери энергии на единицу пройденного пути (для случая прямолинейного движения):

$$N_{f\Sigma}/v_x = (\sum_{i=1}^{n_0} M_{ki} \omega_{ki} - \sum_{i=1}^{n_0} P_{xi} v_x)/v_x \rightarrow \min. \quad (4)$$

Так же необходимо учесть, что суммарная тяговая сила на всех осях колес определяется внешними условиями и должна соответствовать некоторой требуемой величине  $P_{\text{треб}}$  для сохранения возможности движения машины, то есть в процессе оптимизации при поиске минимума целевой функции (4) необходимо учесть следующее ограничение типа равенство:

$$\sum_{i=1}^{n_0} P_{xi} - P_{\text{треб}} = 0, \quad (5)$$

где  $n_0$  – число осей машины.

Для решения задачи оптимизации применен метод множителей Лагранжа. При этом принято допущение о том, что линейная скорость машины может быть оценена через осредненную угловую скорость вращения колес. Правомерность этого допущения доказывается далее в результате вычислительных экспериментов. Функция Лагранжа для случая прямолинейного движения  $L_{\text{пр}}$  имеет вид:

$$L_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^{n_0} M_{ki} \frac{\omega_{ki}}{v_x} - \sum_{i=1}^{n_0} P_{xi} + \lambda (\sum_{i=1}^{n_0} P_{xi} - P_{\text{треб}}), \quad (6)$$

где  $\lambda$  – неопределенный множитель Лагранжа.

В результате был получен аналитический закон, определяющий величину вращающего момента, который необходимо подвести к каждой оси машины в зависимости от значения суммарного вращающего момента  $M_0$ , задаваемого водителем путем нажатия на педаль газа, для минимизации мощности потерь  $N_{f\Sigma}$  в случае прямолинейного движения (в качестве примера представлен закон управления подводимой мощностью для случая автомобиля с колесной формулой 4х4):

$$\begin{cases} M_{k1} = \frac{\left( M_0 \omega_{k2}^2 + (\omega_{k1}^2 - \omega_{k2}^2) \frac{r_0}{2s_0} (\mu_{\max x} P_{z2} - P_{x2}) \right) (\mu_{\max x} P_{z1} - P_{x1})}{\omega_{k1}^2 (\mu_{\max x} P_{z2} - P_{x2}) + \omega_{k2}^2 (\mu_{\max x} P_{z1} - P_{x1})}; \\ M_{k2} = M_0 - M_{k1}, \end{cases} \quad (7)$$

где  $\mu_{x \max}$  – значение максимального коэффициента взаимодействия  $\mu$  колес  $i$ -той оси с ОП;  $s_0$  – коэффициент, определяющий форму кривой  $\mu(s)$ .

При оценке эффективности разработанного закона проводилось сравнение с параметрами движения машин, оборудованных полностью блокированной и дифференциальной трансмиссиями, а также приводом, реализующим управление подводимой мощностью пропорционально нормальным реакциям на колесах, а также в сравнении с результатами численной оптимизации (метод Нелдера-Мида) с целью подтверждения достижения минимума затрат энергии в заданных условиях движения. При этом применение результатов численной оптимизации в процессе эксплуатации осложнено, так как коэффициент сопротивления качению колес заранее неизвестен. Для комплексного сравнительного анализа были рассмотрены 100 вариантов совокупностей параметров, определяющих внешние условия движения машины. На первом этапе угол преодолеваемого подъема был принят равным 3 градуса,  $s_0 = 0,1$ , что характерно для большинства пар взаимодействия эластичная шина – грунт,  $\mu_{\max x} = 0,6$  – соответствующий плотной грунтовой дороге. Скорость движения  $v_x = 3$  м/с. В процессе расчета  $f$  для колес передней и задней осей изменялся от 0,01 до 0,2 в соответствии с Рис. 2, а. Полученная в результате расчета зависимость изменения коэффициента удельных потерь мощности  $f_{Nf}$  (8) представлена на Рис. 2,б.



$$f_{Nf} = N_{f\Sigma} / (v_x \sum_{i=1}^{n_o} P_{zi}). \quad (8)$$

Исходя из результатов расчета применение разработанного закона управления подводимой мощностью к движителю при реализации малой тяги позволит незначительно снизить потери энергии на прямолинейное движение машины в сравнении с другими рассмотренными типами привода: до 0,35 % по сравнению с блокированным типом привода и до 0,77 % по сравнению с дифференциальным.

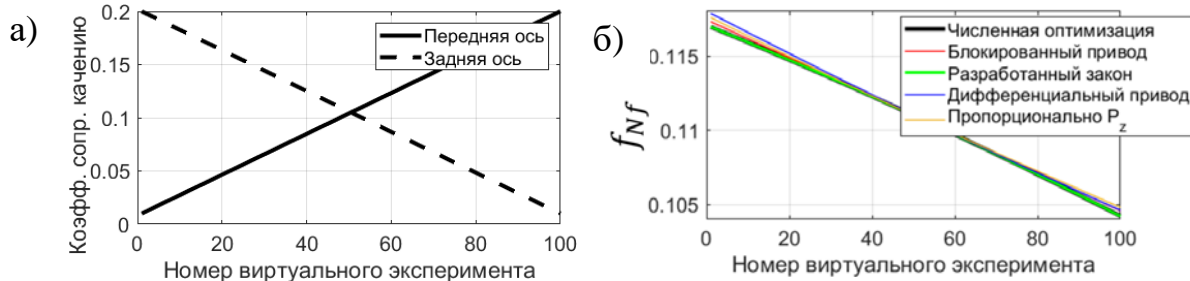


Рис. 2. Прямолинейное движение: а)  $f$  колес передней и задней осей, б)  $f_{Nf}$

Так же была выполнена оценка эффективности разработанного закона в широком диапазоне изменения характеристик взаимодействия колеса с ОП при прямолинейном движении на подъем 20, 24, 28 и 30 градусов. Результаты расчета представлены на Рис. 3, из которых следует, что в случае различных коэффициентов сопротивления качению колес машины привод, реализующий управление подводимой мощностью пропорционально нормальным реакциям на колесах, по своим свойствам близок к дифференциальной трансмиссии, что приводит к существенным потерям на буксования колес, а в некоторых случаях – невозможности движения. При этом мощность потерь, полученная при применении блокированного привода, а также привода, реализующего управление подводимой мощностью в соответствии с разработанным законом, и в результате численной оптимизации близки.

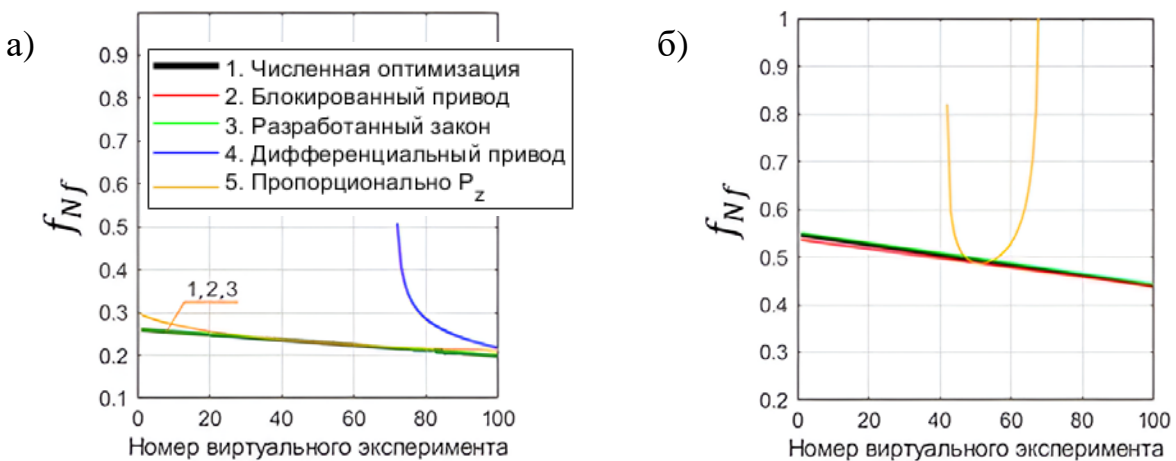


Рис. 3. Значения  $f_{Nf}$  при движении на подъем с углами: а) 24°, б) 30°

Так же было рассмотрено движение машин при варьировании угла наклона ОП в диапазоне 0...30 градусов. При этом были заданы следующие характеристики взаимодействия колес осей машины с ОП:  $\mu_{x\max} = 0,6$  для колес передней и задней оси,  $f_{\text{пер}} = 0,015$  для колес передней оси,  $f_{\text{зад}} = 0,008$  для колес задней оси. Результаты представлены на Рис. 4 и 5, из которых следует, что применение разработанного закона управления подводимой мощностью к движителю позволяет существенно повысить угол преодолеваемого подъема по сравнению с дифференциальным типом трансмиссии, до 21% в зависимости от условий движения, и приблизится к результатам, полученным с использованием блокированной трансмиссии.

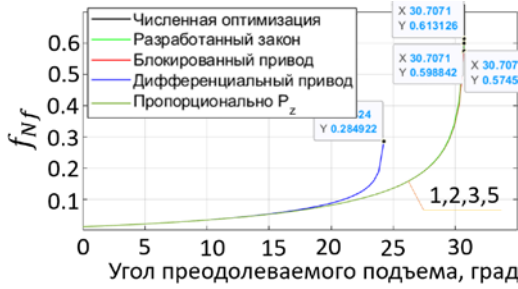


Рис. 4. Зависимость  $f_{Nf}$  от угла преодолеваемого подъема

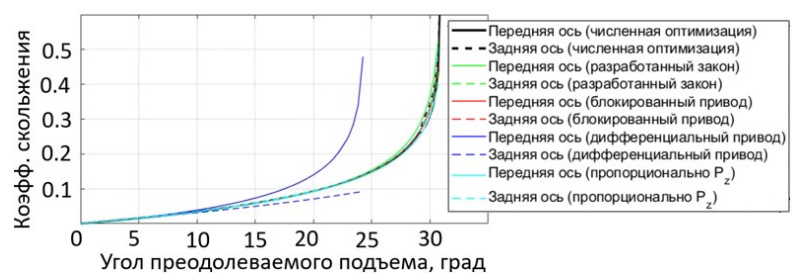


Рис. 5. Зависимость коэффициентов скольжения колес осей от угла подъема

Распространим разработанный для случая прямолинейного движения закон управления подводимой мощностью к движителю на случай криволинейного движения. Для этого рассмотрим стационарный поворот КМ. При формировании закона примем допущение о том, что движение происходит при пренебрежимо малых углах увода колес. Обоснованность этого допущения доказывается далее при проведении вычислительного эксперимента. В соответствии с принятым допущением целевая функция  $N_{f\Sigma}/v_x$  для случая криволинейного движения примет вид:

$$N_{f\Sigma}/v_x = (\sum_{i=1}^n M_{ki}\omega_i - \sum_{i=1}^n P_{xi}v_i)/v_x \rightarrow \min, \quad (9)$$

где  $v_i$  – линейная скорость  $i$ -того колеса машины.

Таким образом, в общем виде величины вращающего момента, которые необходимо реализовать на каждом колесе машины для минимизации суммарной мощности потерь  $N_{f\Sigma}$  в случае криволинейного движения, определяются из следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} M_{ki} = \left( M_0 + \sum_{j=1}^n \frac{B_j}{A_j} + \sum_{j=1}^n \frac{C_j}{A_j} - B_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{A_j} - C_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{A_j} \right) / \left( A_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{A_j} \right); \\ A_i = \frac{\omega_i^2 \cos \theta_i}{(1 - \frac{y_{ki}}{R_{\Pi}}) \frac{\partial P_x}{\partial s_{xi}}}; B_i = \omega_i v_x; C_i = \frac{y_{ki} - R_{\Pi}}{R_{\Pi} r_0 \cos \theta_i} v_x^2; \frac{\partial P_x}{\partial s_i} = \frac{P_{zi} \mu_{\max} x_i - P_{xi}}{s_{0i}}; v_x = \frac{\sum_i \omega_i r_0}{n}. \end{cases} \quad (10)$$

Для комплексного анализа работоспособности и эффективности разработанного закона управления подводимой мощностью были рассмотрены 10 вариантов совокупностей параметров, определяющих условия движения КМ. Моделировалось движение на ровной ОП.  $s_0$  был принят равным 0,1. Величина  $\mu_{\max x} = 0,6$  назначена для случая движения по грунтовой дороге.  $f$  варьировался по колесам машины в зависимости от номера эксперимента в соответствии с графиками, представленными на Рис. 6 в диапазоне 0,01 ... 0,2. При этом для передних колес во всех случаях назначался больший коэффициент сопротивления качению, чем для задних колес. Скорость движения машины в проекции на ее продольную ось была назначена  $v_x = 3$  м/с, а радиус поворота –  $R_{\Pi} = 25$  м. Результаты расчета представлены на Рис. 7.

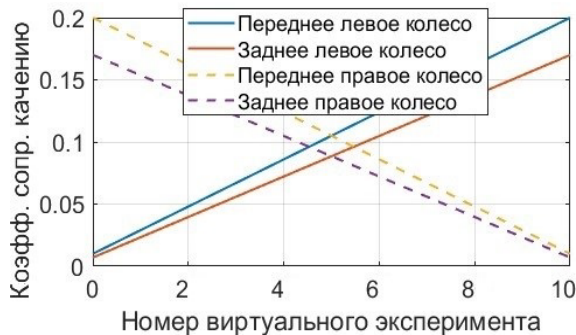


Рис. 6. График изменения  $f$  колес

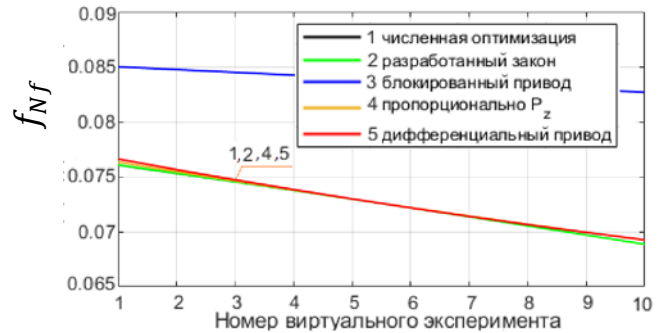


Рис. 7. График изменения  $f_{Nf}$

На основании полученных результатов (Рис. 7) можно сделать вывод о том, что наибольшая эффективность предложенного закона обеспечивается при значительном различии характеристик взаимодействия колес бортов машины: до 0,7% в сравнении с полностью дифференциальной трансмиссией и до 22% в сравнении с заблокированным приводом. Результаты, полученные с помощью предлагаемого закона, а также дифференциального привода близки к результатам численной оптимизации.

При исследовании разработанного закона в случае криволинейного движения целесообразно оценивать его влияние на управляемость машины. Управляемость машины косвенно можно оценить исходя из ее поворачиваемости. Так, известно, что по комплексу свойств для повышения управляемости машины необходимо стремиться к нейтральной поворачиваемости в силу меньшего времени переходного процесса. Результаты расчета представлены на Рис. 8.

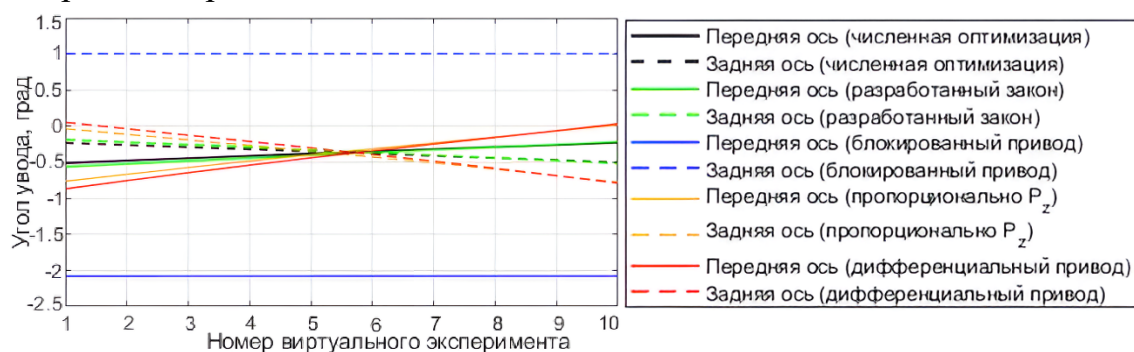


Рис. 8. График изменения углов увода по осям машины

На основании представленных результатов (Рис. 8), можно заключить, что при распределении моментов по колесам в соответствии с предложенным законом обеспечивается меньшая разница углов увода по осям машины практически на всей совокупности рассмотренных дорожных условий по сравнению с другими типами привода (в том числе с приводом, реализующим распределение моментов по колесам пропорционально  $P_z$ ). Меньшие значения разницы углов увода по осям позволяют заключить, что в случае применения предложенного закона поворачиваемость автомобиля в большей степени приближается к нейтральной и, как следствие, обеспечивается лучшая в сравнении с остальными типами привода управляемость.

Для оценки работоспособности закона на высоких скоростях движения проведены ряд виртуальных экспериментов, имитирующих движение в повороте на скоростях, близких к критическим по заносу. Как и ранее в рамках вычислительного эксперимента будем рассматривать поворот радиусом 25 м. Для исследования влияния скорости выполнения маневра рассмотрим варианты движения в повороте со скоростями 0,5, 0,7 и 0,75 от предельной скорости по заносу (7, 8,5 и 9 м/с, предполагается, что для рассматриваемой машины занос наступает раньше, чем опрокидывание):

$$v_{\text{крит}}^{\text{скольж}} = \sqrt{R_{\text{п}} g \mu_{\text{max}}}. \quad (11)$$

Результаты расчетов представлены на Рис. 9. В случае дифференциального привода невозможно обеспечить движение на рассмотренной совокупности дорожных условий с заданным радиусом поворота и скоростью более 9 м/с (решения отсутствуют) в силу недостаточной суммы продольных реакций на колесах.

В случае управления подводимой мощностью в соответствии с разработанным законом обеспечиваются наиболее близкие к результатам численной оптимизации значения коэффициента удельных потерь мощности и углов увода, что подтверждает

корректность допущения об оценке продольной скорости, исходя из усредненного значения угловых скоростей колес, принятых при выводе закона. При этом даже при движении в повороте на скорости близкой к критической по заносу обеспечиваются меньшие значения коэффициентов удельных потерь мощности, а также разницы углов увода от 0,45 до 1 градуса в сравнении с распределением моментов пропорционально нормальным реакциям (а также другими типами привода), из-за чего обеспечивается поворачиваемость более близкая к нейтральной и, как следствие, лучшая управляемость машины в сравнении с другими типами привода.

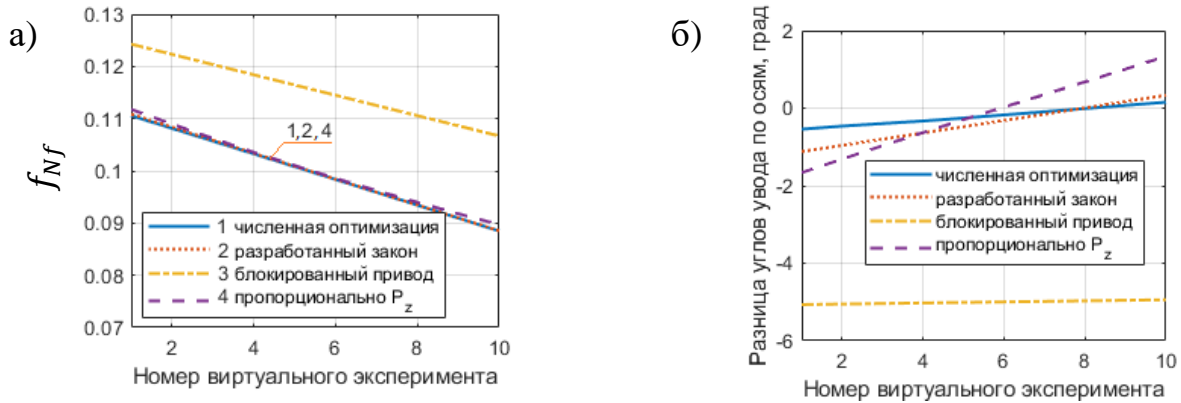


Рис. 9. Результаты расчета для случая движения в повороте со скоростью 9 м/с: а)  $f_{Nf}$ , б) разница углов увода по осям

На практике имеют место случаи, когда при нажатии водителем на педаль «газа» подводимый к колесу вращающий момент превышает предельную величину, определяемую сцепными свойствами с ОП. В результате имеет место интенсивное буксование, сопровождаемое экскавационным эффектом, что может привести к «закапыванию» колеса и потере подвижности транспортного средства. В этой связи с целью ограничения буксования колес вблизи некоторого уровня, необходимо ввести дополнительное ограничение на развиваемую силу тяги на колесе в соответствии с назначенным водителем коэффициентом сцепления.

$$[P_{xi}] = P_{zi} \mu_{\max B} (1 - e^{-[s]/s_0}), \quad (12)$$

где  $\mu_{\max B}$  – максимальный коэффициент взаимодействия колес с ОП, назначаемый водителем из кабины путем визуальной оценки.

С учетом ограничения предельной силы тяги на колесах в законе управления подводимой мощностью при криволинейном движении, выражение для определения  $A_i$  в системе (10) преобразуется к виду, представленному в формуле (13). Другие составляющие системы (10) останутся без изменений.

$$A_i = \omega_i^2 \cos \theta_i s_{0i} / \left( \left( 1 - \frac{y_{ki}}{R_n} \right) (P_{zi} \mu_{\max i} - \max(P_{xi}, [P_{xi}])) \right), \quad (13)$$

где  $[P_{xi}]$  – предельное значение силы тяги на  $i$ -том колесе (выражение (12)).

В качестве подтверждения работоспособности закона управления подводимой мощностью с учетом ограничения предельной силы тяги было рассмотрено движение машины колесной формулой 4x4 при варьировании угла преодолеваемого подъема. В случае разработанного закона сила тяги ограничивалась исходя из обеспечения максимального коэффициента скольжения не более 0,2. Результаты расчета представлена на Рис. 10.

Таким образом, из Рис. 10 следует, что при использовании  $[P_x]$  в уравнениях регулятора рассчитанный в соответствии с разработанным законом момент на колесе обеспечит ограничение силы тяги на рассматриваемом колесе на заданном уровне, а



дальнейшее увеличение суммарной тяги реализуется за счет других колес вследствие перераспределения задаваемого водителем крутящего момента между ними.

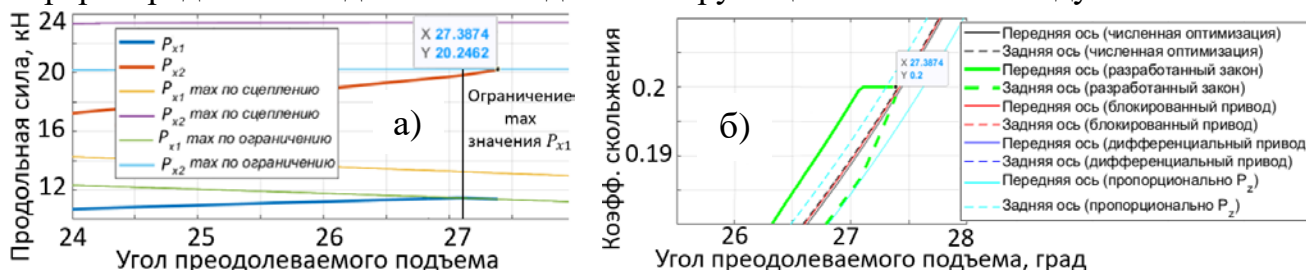


Рис. 10. Изменение параметров при варьировании угла преодолеваемого подъема с учетом ограничения силы тяги: а)  $P_x$ , б)  $s$

Отдельно необходимо рассмотреть предельный случай, при котором на всех колесах достигнуто предельное скольжение  $[s]$ , и как следствие предельная сила тяги  $[P_{xi}]$ , а величина нажатия на педаль газа водителем продолжает возрастать. Как правило, это свидетельствует о том, что машина осуществляет движение в экстремальных дорожных условиях, в которых основным является не обеспечение минимума затрат энергии, а сохранение подвижности. В этом случае система управления должна переходить в режим имитации блокированной схемы трансмиссии, чтобы обеспечить водителю возможность реализации максимальной силы тяги (предельной по сцепным свойствам) и пробуксовки колес.

**Глава 4** посвящена экспериментальным исследованиям, целью которых является оценка адекватности разработанных ММ. В связи с тем, что модель взаимодействия колеса с ОП в каждой из разработанных моделей движения имеет одну базу, в случае сходимости результатов натурного и вычислительного экспериментов при криволинейном движении машины с переменной скоростью и изменяющимися во времени управляющими воздействиями, верифицированными можно считать, как модели криволинейного, так и модели прямолинейного движения, используемые в настоящем исследовании. Натурный эксперимент был проведен с применением экспериментального оборудования (тензоступиц) ПАО «КАМАЗ», в том числе на полигоне и в сотрудничестве со специалистами предприятия.

Для верификации ММ прямолинейного и криволинейного движения машины был выполнен интегральный заезд по траектории типа «восьмерка», включающий участки постоянной и переменной кривизны, а также прямолинейный участок.

Для воспроизведения указанного натурного эксперимента в рамках виртуальной модели в качестве задающих сигналов (записаны при выполнении натурного эксперимента) выступали угол поворота рулевого колеса, задающий углы поворота управляемых колес машины в соответствии с геометрией рулевой трапеции, а также скорость центра масс в проекции на продольную ось транспортного средства (Рис. 11,а), которая поддерживалась при моделировании с помощью ПИД регулятора, формирующего управляющее воздействие силовой установки. Эта особенность позволяет учесть тип трансмиссии машины.

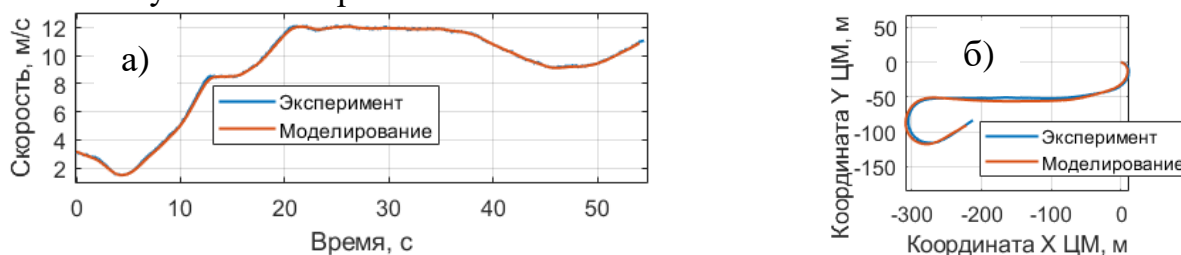


Рис. 11. Параметры машины при маневре: а)  $v$ , б) траектория центра масс

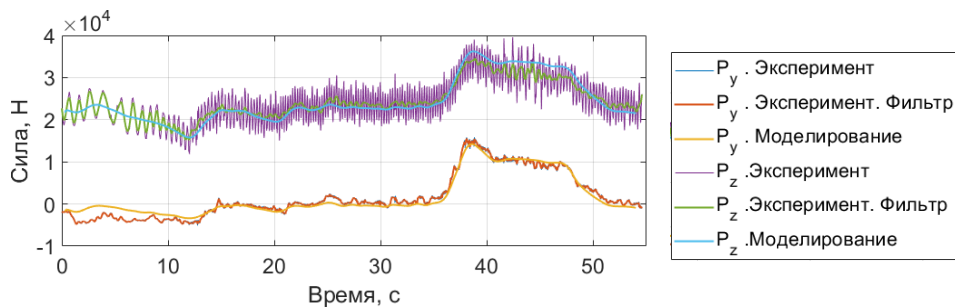


Рис. 12. Изменение поперечного и вертикального усилий на левом колесе

Максимальные отклонения сил и моментов на колесах передней оси, а также траектории движения, полученных при моделировании и из натурного эксперимента, не превышают 21, 24 и 7 % соответственно. Относительные среднеквадратичные отклонения не превышают 13, 16 и 4,5 % соответственно, что позволяет считать разработанные ММ достаточно точными. Кроме того, на основании полученных результатов можно заключить, что корректная оценка силовых факторов реализуемых на осях движителей в процессе движения возможна и их использование в рамках разрабатываемого закона управления подводимой мощностью можно считать обоснованным.

**Глава 5** посвящена исследованию и сравнительной оценке эффективности разработанного закона в сравнении с полностью дифференциальной и блокированной трансмиссиями, а также индивидуальным приводом, распределяющим моменты по колесам пропорционально нормальным реакциям, в условиях, приближенных к реальной эксплуатации. В этой связи реализация разработанного закона была рассмотрена на примере высокоподвижной КМ с колесной формулой 8x8 с электромеханической трансмиссией и индивидуальными приводом колес.

Одним из входных параметров разработанного закона управления подводимой мощностью к движителю является продольная составляющая максимального коэффициента взаимодействия колеса с ОП  $\mu_{\max B}$ . При этом предполагается, что его величина назначается водителем из кабины путем визуальной оценки. Однако, на практике для каждой пары ОП и движителя коэффициент сцепления может изменяться в определенных пределах. В этой связи неизбежно некоторое отклонение коэффициента взаимодействия, назначенного в качестве входного сигнала в регулятор, и действительного значения, реализуемого в пятнах контакта движителей с ОП. Влияние этой особенности на разработанный закон было исследовано при помощи вычислительных экспериментов. Сначала был рассмотрен случай прямолинейного движения. Изменение  $\mu_{\max x}$  по осям было задано в соответствии с Рис. 13, а ( $\mu_{\max B} = 0,6$ ). Результаты расчета представлены на Рис. 13, б.

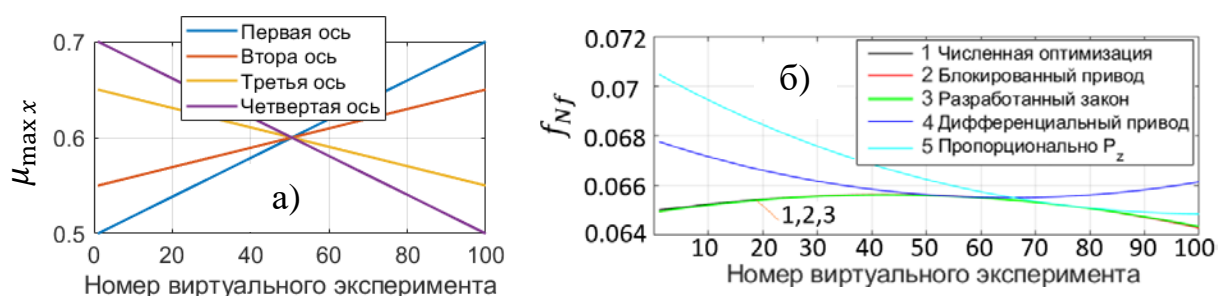


Рис. 13. Прямолинейное движение машины с малой тягой: а)  $\mu_{\max x}$ , б)  $f_{Nf}$

Далее был рассмотрен случай криволинейного движения. Радиус поворота был принят равным 25 м. В зависимости от расчетного случая было задано изменение

максимального коэффициента взаимодействия по бортам машины в соответствии с Рис. 14,а. Результаты расчета представлены на Рис. 14,б.

Из Рис. 13,б и 14,б следует, что разработанный закон управления подводимой мощностью к двигателю является работоспособным и эффективным в случае криволинейного и прямолинейного движения при несоответствии действительного максимального коэффициента взаимодействия двигателей с ОП и его значения, заданного водителем путем визуальной оценки.

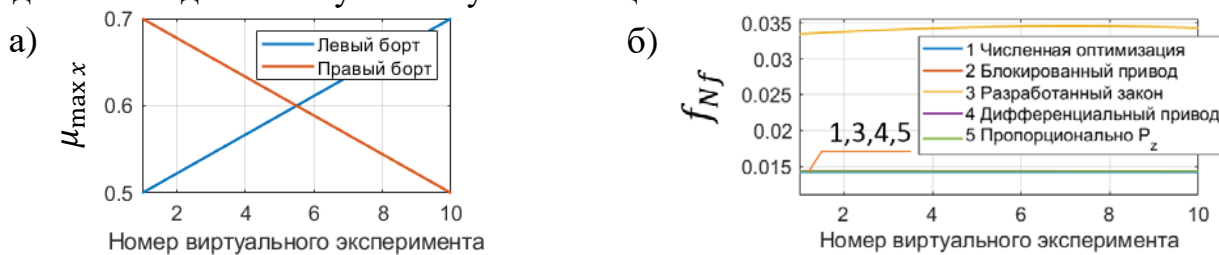


Рис. 14. Криволинейное движение: а)  $\mu_{\max x}$  б)  $f_{Nf}$

Геометрические размеры автомобильных шин могут иметь отклонения от их номинальных значений. Так для шины размерности 14.00-20, применяемой на объекте исследования, по данным изготовителей допускается отклонение наружного диаметра на  $\pm 10$  мм (1,5 %). Такое отклонение является незначительным и при движении, как правило, компенсируется эластичностью шины. Так же возможно изменение наружного диаметра шины из-за ее износа. Влияние этой особенности на разработанный закон управления подводимой мощностью также было проверено с помощью вычислительного эксперимента. Для случая прямолинейного движения изменение свободных диаметров колес в зависимости от номера эксперимента представлено на Рис. 15, а. Результаты расчета представлены на Рис. 15, б.

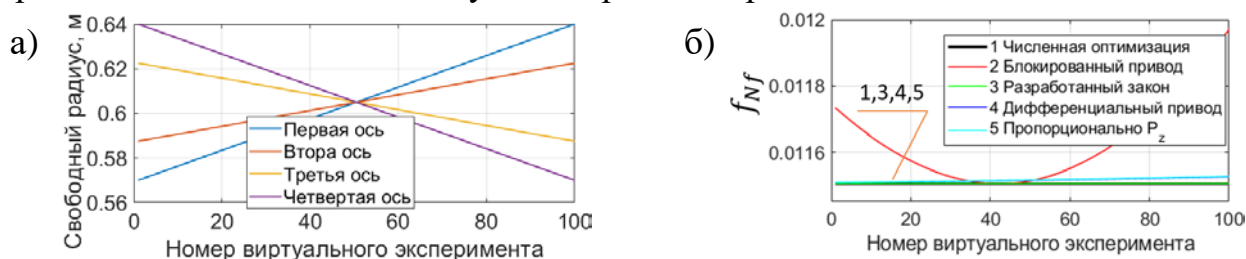


Рис. 15. Прямолинейное движение с колесами различного свободного диаметра: а) график изменения свободных радиусов колес, б) график изменения  $f_{Nf}$

Далее было рассмотрено криволинейное движение при радиусе поворота 25 м. Изменение свободных диаметров колес было выполнено по аналогии со случаем прямолинейного движения. Результаты представлены на Рис. 16.

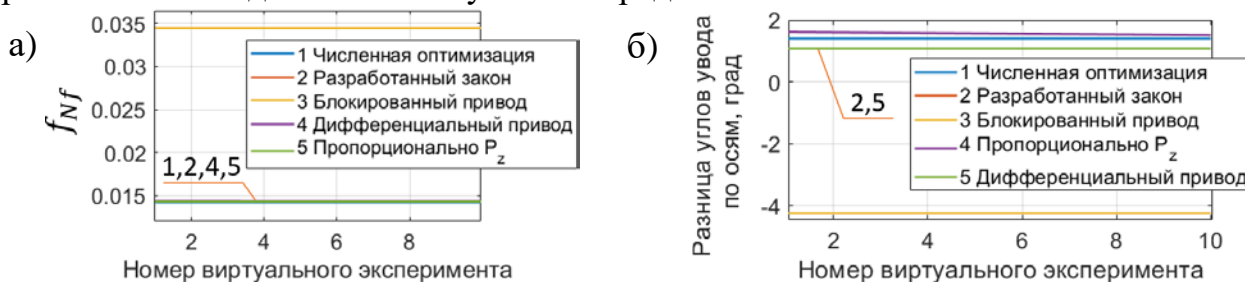


Рис. 16. Криволинейное движение с различными свободными диаметрами колес по осям: а)  $f_{Nf}$ , б) разница углов увода по осям

Из Рис. 15 и 16 установлено, что в случае отклонения диаметров колес от номинальных значений при прямолинейном и криволинейном движениях разработанный закон сохраняет свою работоспособность и обеспечивает как меньшие



(близкие к результатам численной оптимизации) потери мощности (до 4% в сравнении с заблокированным приводом при прямолинейном движении), так и большее удобство управления машиной в сравнении с другими рассмотренными типами привода в следствие обеспечения поворачиваемости машины близкой к нейтральной.

Для оценки эффективности разработанного закона при движении в непрерывно изменяющихся дорожных условиях на первом этапе рассмотрен переходный процесс и энергозатраты в случае переезда машины с ОП одного типа на другой (Рис. 17). Для этого применена ММ динамики прямолинейного движения машины.

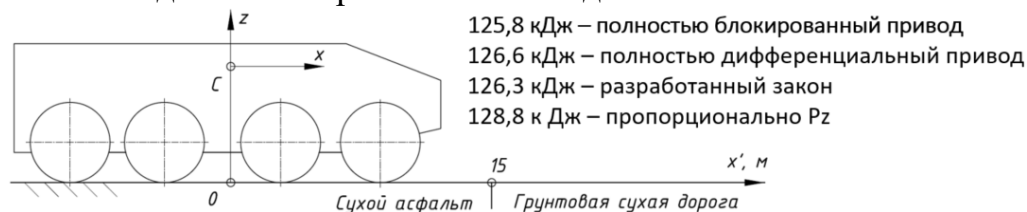


Рис. 17. Схема движения машины по прямолинейному испытательному участку

При рассмотрении суммарных затрат энергии на преодоление участка со сменой типа ОП (Рис. 17) можно заметить, что наименьшие затраты энергии обеспечиваются в случае применения заблокированного привода (на 0,6 % превосходит привод, реализующий управление подводимой мощностью в соответствии с разработанным законом), что согласуется с результатами исследований. Однако, как было отмечено ранее, применение заблокированного привода на твердой ОП может привести к возникновению циркуляции мощности в трансмиссии, что повышает актуальность применения разработанного закона.

Выполнение поворота на высокой скорости – маневр, который в том числе характеризует управляемость машины, что напрямую влияет на безопасность движения. В этой связи неотъемлемой частью исследования разработанного закона является его оценка при выполнении маневра «Поворот 25м» на высокой скорости (до 0,9 от заносной).

Наименьшее количество энергии на выполнение маневра было затрачено машиной, реализующей управление подводимой мощностью в соответствии с разработанным законом (1078 кДж), что на 26 % энергоэффективнее заблокированного привода; на 9,4 % – дифференциального; и на 14,7% – привода, реализующего управление подводимой мощностью пропорционально нормальным реакциям.

Таким образом, установлено, что разработанный закон управления подводимой мощностью сохраняет свою работоспособность при выполнении рассматриваемого маневра и обеспечивает как минимальные затраты энергии на движение (на 10 % меньше в сравнении с дифференциальным приводом), так и больший комфорт управления машиной в силу стремления к нейтральной поворачиваемости (Рис. 18).

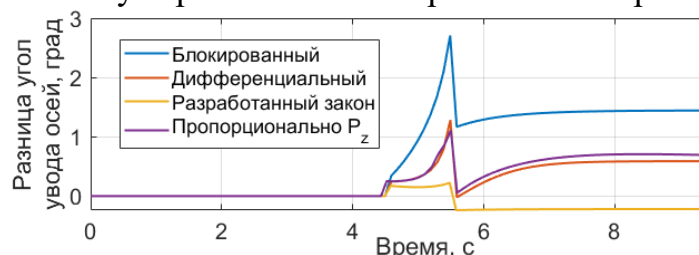


Рис. 18. Изменение разницы углов увода осей («Поворот 25 м»)

В условиях реальной эксплуатации при движении машины вне дорог характеристики взаимодействия ее колес с ОП могут изменяться в широком диапазоне. Исходя из этого важной частью исследования является оценка

эффективности разработанного закона в сравнении с другими типами привода при движении по статистически заданной ОП типа «микст» (Рис. 19,а). Траектории движения машин с различными типами привода, реализованные при выполнении маневра представлены на Рис. 19, б.

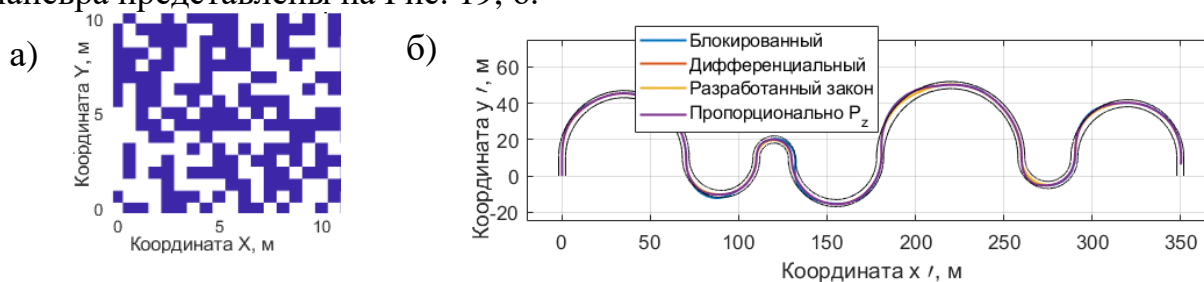


Рис. 19. Движение по статистически заданной ОП: а) фрагмент площадки типа «микст» (асфальтобетонная ОП и лед со снегом), б) траектории движения машин

Наименьшее количество энергии на выполнение маневра было затрачено машиной, реализующей управление подводимой мощностью в соответствии с разработанным законом (11510 кДж), что на 28 % энергоэффективнее блокированного привода; на 4% – дифференциального; и на 10% – привода, реализующего управление подводимой мощностью пропорционально нормальным реакциям на колесах.

На основании представленных результатов доказана работоспособность закона в условиях, приближенных к реальной эксплуатации. В случае применения привода, реализующего управление подводимой мощностью к движителю в соответствии с разработанным законом, достигаются наименьшие затраты энергии на выполнение маневра, что также подтверждает корректность принятых на этапе аналитической разработки закона допущений.

Таким образом, можно заключить, что для автомобилей, движение которых происходит преимущественно по дорогам общего пользования, целесообразно применение полностью дифференциальной трансмиссии, для тяговых машин, движение которых происходит с высоким тяговым усилием преимущественно при прямолинейном движении – трансмиссии в возможность блокировки дифференциалов, а для высокоподвижных колесных машины, условия эксплуатации которых характеризуются предельными скоростями движения и частой сменой дорожных условий в широком диапазоне – трансмиссии, обеспечивающей адаптивное управление подводимой мощностью к движителю в соответствии с разработанным законом.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработан закон энергоэффективного управления подводимой мощностью к движителю для случаев прямолинейного и криволинейного движения. Основное преимущество разработанного закона, основанного на использовании информации о моменте, продольной и вертикальной силах, а также углах поворота и частотах вращения колес, состоит в том, что единый подход к управлению подводимой мощностью к движителю позволит обеспечить как высокие тяговые свойства для преодоления высокого сопротивления движению (близкие к блокированной схеме трансмиссии), так и низкие затраты мощности при движении в повороте (близкие к дифференциальной схеме трансмиссии). Кроме того, рассматриваемый закон управления подводимой мощностью позволит обеспечить эффективное движение даже в случае существенно разных сопротивлений качению колес осей машины;

2. Предложена реализация закона управления подводимой мощностью к движителю с учетом ограничения буксования на заданном уровне (как следствие, развиваемой силы тяги) с целью предотвращения чрезмерного буксования;

3. По результатам вычислительных экспериментов установлено, что применение разработанного закона управления подводимой мощностью к колесам машины позволит незначительно повысить энергоэффективность транспортного средства при прямолинейном движении с малой тягой по сравнению с блокированной (до 0,35 %) и дифференциальной (до 0,77 %) трансмиссиями, а также индивидуальным типом привода, реализующим распределение тяговых моментов между колесами пропорционально приходящейся нормальной нагрузке (до 0,4 %). Моделировалось движение по ОП с максимальным коэффициентом взаимодействия 0,6 и изменением коэффициентов сопротивления качению по колесам в диапазоне 0,01 ... 0,2 на скорости 3 м/с;

4. В случае применения разработанного закона возможно существенно повысить угол преодолеваемого подъема по сравнению с дифференциальным типом трансмиссии, до 21 % и более в зависимости от условий движения, и приблизится к результатам, полученным с использованием блокированной трансмиссии;

5. При распределении моментов по колесам в соответствии с разработанным законом обеспечивается большая энергоэффективность при криволинейном движении: до 22 % в сравнении с полностью блокированной трансмиссией и до 0,7 % с полностью дифференциальным приводом колес в случае, когда характеристики взаимодействия колес бортов машины с ОП различаются значительно;

6. В случае криволинейного движения при управлении подводимой мощностью к движителю в соответствии с разработанным законом обеспечивается меньшая разница углов увода по осям машины, если характеристики взаимодействия колес с ОП отличаются значительно. Если характеристики взаимодействия различных колес с ОП близки, реализуются углы увода на уровне дифференциальной трансмиссии. Меньшие значения разницы углов увода по осям позволяют сделать вывод о том, что при распределении моментов в соответствии с предложенным законом поворачиваемость автомобиля приближается к нейтральной и, как следствие, обеспечивается лучшая в сравнении с другими типами привода управляемость;

7. По результатам натурных испытаний установлено, что ММ, представленные в Главе 2, обладают достаточной для применения в рамках настоящего исследования точностью. Максимальные отклонения траектории движения, полученной в ходе моделирования, от траектории, реализованной в ходе натурального эксперимента, не превышают 7 %, а относительные среднеквадратичные отклонения – 4,5 %. Максимальные отклонения результатов моделирования для усилий и моментов, реализуемых на осях колес, не превышают 21 и 24 %, соответственно, при этом относительные среднеквадратичные отклонения не превышают 13 и 16 % соответственно. Таким образом, установлена возможность применения тензоступиц для оценки силовых факторов на колесах транспортного средства в процессе движения, что позволяет обоснованно использовать указанную информацию при разработке закона управления подводимой к движителю мощностью;

8. Представлены исследования и сравнительная оценка эффективности разработанного закона в сравнении с полностью дифференциальной и блокированной трансмиссиями, а также индивидуальным приводом, реализующим распределение

моментов по колесам пропорционально нормальным реакциям, в условиях, приближенных к реальной эксплуатации:

- движение при несоответствии заданного водителем значения максимального коэффициента сцепления действительному значению в пятне контакта шины с ОП. Установлена работоспособность закона;

- движение при несоответствии заданного в регуляторе номинального значения радиуса качения колеса без скольжения (в свободном режиме), действительному значению. Достигается до 4 % меньшая мощность потерь в сравнении с заблокированным приводом при прямолинейном движении;

- переходный процесс при прямолинейном съезде с одной ОП на другую. Количество затраченной на выполнение маневра энергии менее, чем на 1 % отличается от значения, достигнутого при заблокированном приводе колес. Закон сохраняет свою работоспособность;

- маневр «Поворот 25 м» на скорости близкой к предельной по заносу. Достигается меньшее затраченное на выполнение маневра количество энергии: на 36 % в сравнении с заблокированным приводом, 10 % – с дифференциальным и 13 % – с приводом, распределяющим моменты пропорционально нормальным реакциям.

- маневрирование по ОП типа «микст» со статистически заданными характеристиками (асфальтобетонная ОП и лед со снегом). В случае применения разработанного закона при выполнении маневра было затрачено минимальное количество энергии, что на 28% меньше, чем для заблокированного привода, на 4% меньше, чем для дифференциального и на 10% меньше, чем для случая распределения моментов пропорционально нормальным реакциям на колесах.

По результатам виртуальных экспериментов сделаны выводы об эффективности и работоспособности разработанного закона в сравнении с другими известными типами привода в условиях, приближенных к реальной эксплуатации.

## **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ**

1. Косицын Б.Б., Чжэн Х., Газизуллин Р.Л. Модернизация управляющей и измерительной системы стенда «Грунтовый канал» и разработка математической модели движения колеса в условиях стенда // Труды НАМИ. 2021. № 1 (284). С. 25-34. (1,0 п.л. / 0,3 п.л.).

2. Метод управления буксованием колесного движителя автомобиля и трактора / Р.Л. Газизуллин [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 29-44. (1,6 п.л. / 0,6 п.л.).

3. Закон оптимального управления подводимой мощностью к движителю колесной машины при прямолинейном движении / Р.Л. Газизуллин [и др.] // Труды НАМИ. 2022. № 4 (291). С. 43-57. (1,5 п.л./ 0,3 п.л.).

4. Чжен Х., Косицын Б.Б., Газизуллин Р.Л. Энергоэффективное распределение подводимой мощности к колесам планетохода при прямолинейном движении с ограничением свободной тяги движителя // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2022 № 4. С. 113-123. (1,1 п.л. / 0,5 п.л.).