

8. Безопасность эксплуатации ГОТ (струя прорвавшейся в аварийной ситуации рабочей жидкости обладает малой накопленной энергией и не расширяется).
9. Удобство осуществления отбора мощности.
10. Наличие контролируемых и стабильно регулируемых мер защиты ГОТ от перегрузок, динамических ударов, толчков и др.

#### Литература

1. Шухман С. Б., Соловьев В. И., Прочко Е. И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. М., Агробизнесцентр, 2007, 336 с.
2. Шухман С. Б., Лепёшкин А. В., Курмаев Р. Х. Гидрообъемный привод большегрузных полноприводных автомобилей для эксплуатации на грунтах с низкой несущей способностью. Приводная техника, 2007, № 6.
3. Шухман С. Б., Анкинович Г. Г., Соловьёв В. И., Прочко Е. И. Полноприводный автомобиль с гидрообъемной трансмиссией. Журнал ААИ, 2003, № 6.

#### **Комплексная оценка влияния закона распределения мощности по колесам полноприводного автомобиля на его эксплуатационные характеристики.**

проф. д.т.н. Бахмутов С.В., Гусаков Д.Н.  
МГТУ «МАМИ»

В связи с большими объемами транспортной работы, приходящейся на автомобили с полноприводными трансмиссиями, актуальными становятся задачи выбора параметров привода с целью улучшения эксплуатационных характеристик автомобиля. Очевидно, что автоматизация систем автомобиля требует создания управляющих алгоритмов, отвечающих различным условиям эксплуатации. В отношении трансмиссии выбор параметров, характеризующих специфику привода, может быть выполнен как для задания предварительных настроек традиционных механических трансмиссий, так и для создания динамических законов управления «гибким индивидуальным приводом»<sup>2</sup>.

Традиционно, для автомобилей повышенной проходимости первичной задачей считается улучшение тяговых возможностей, при этом допускается некоторое ухудшение ряда характеристик, например, поворачиваемости транспортного средства при применении заблокированного привода, повышенного негативного воздействия на грунт и т.д. Возможности полноприводных трансмиссий с индивидуальным подводом мощности к ведущим колесам позволяют выбирать параметры управления таким образом, чтобы смещать приоритет в сторону тех или иных эксплуатационных показателей. Цель предлагаемого метода – исследование комплекса свойств автомобиля в зависимости от законов управления гибким интеллектуальным приводом с целью выявления локальных областей улучшения по каждому из исследуемых свойств, а также их корреляции, с тем, чтобы предложить математический инструмент по решению прикладных частных задач.

Иными словами, целью данного исследования является разработка и отладка методики аналитического поиска оптимальных законов распределения мощности между ведущими колесами полноприводного автомобиля в зависимости от назначения и условий эксплуатации.

Для проработки практического базиса представленного исследования был выбран экспериментальный полноприводный автомобиль «Гидроход»<sup>3</sup> с гидрообъемной трансмиссией

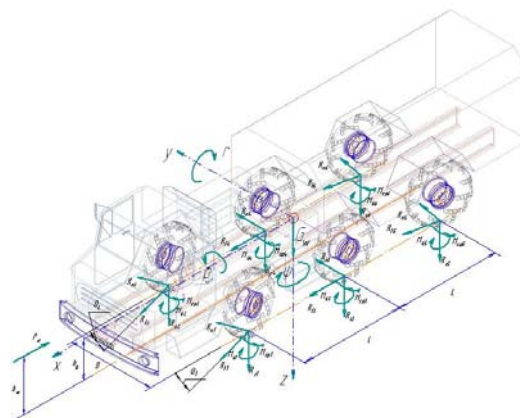
<sup>2</sup> Термин, получивший распространение в последнее время в связи с появлением опытных и серийных разработок гидростатических (гидрообъемных) и электрических трансмиссий с индивидуальным подводом мощности к ведущим колесам.

<sup>3</sup> «Гидроход» (разработан и построен специалистами ОАО «Инновационная фирма 'НАМИ-Сервис'» совместно с АМО ЗИЛ и при участии МГТУ «МАМИ») предстает собой полноприводный автомобиль типа бхб с полнопоточной гидрообъемной трансмиссией с электронной системой управления. Приводной двигатель внутреннего сгорания развивает максимальную мощность  $N_e = 187$  кВт (252 л.с.). Гидрообъемная трансмиссия (ГОТ) состоит из 3-х аксиально-плунжерных регулируемых, реверсивных и обратимых насосов и 6-ти аксиально-

(рис. 1, 2). Данный тип трансмиссии позволяет реализовать индивидуальный подвод мощности к ведущим колесам автомобиля и использует программное управление параметрами, что, в свою очередь, позволяет оценивать практическое применение разработанных алгоритмов. Данный автомобиль, по сути, является ходовой лабораторией для экспериментальной отладки управляющих алгоритмов и проверки адекватности создаваемых аналитических модели.



**Рис. 1. Экспериментальный автомобиль «Гидроход»**



**Рис. 2. Расчетная схема автомобиля и внешние силовые факторы, действующие на него.**

При составлении математического описания обозначенного объекта целесообразно применить модульную схему, в которой комбинируются блоки, описывающие качение колеса по опорной поверхности, процессы преобразования и передачи энергии в гидрообъемной трансмиссии и дифференциальные уравнения движения многомассовой модели автомобиля.

Описание взаимодействия колеса с опорной поверхностью, базирующееся на экспериментально определяемых коэффициентах предложено Н.В. Расаејка и уточнено А.Б. Диком и С.С. Капраловым.

Моделированием работы гидростатических передач занимались многие исследователи как у нас в стране, так и за рубежом. В настоящее время в расчетах преимущественно используются формулы В.В. Мишке, полученные на основании теории подобия роторных гидромашин [1]. Однако эти формулы не всегда правильно отражают характер зависимости относительных потерь в гидромашинах от условий их работы. Наиболее удачными уточнениями формул В.В. Мишке являются формулы, предложенные К.И. Городецким [2], которые и использованы в данной работе. При этом предлагается методика расчета трансмиссий, при которой в качестве входного воздействия используются параметры работы двигателя, в отличие от иного подхода, при котором расчет движения автомобиля осуществляется исходя из потенциальных возможностей движителей по передаче тяговых усилий [3].

Авторами составлено универсальное математическое описание движения шестиколесного полноприводного автомобиля [4], при разработке которого были учтены все возможные степени свободы подрессоренных и непрорессоренных масс, что позволяет использовать его для описания как квазистационарных, так и динамических режимов движения с учетом макро- и микропрофиля дорожной поверхности.

Полученное математическое описание реализовано в качестве исполняемого модуля программы для ЭВМ. Обобщенная блок-схема работы программы отражена на рис. 3.

Следующим этапом теоретических исследований явилась постановка и решение многокритериальной параметрической оптимизационной задачи. В качестве локальных критериев

---

поршневых регулируемых и обратимых гидромоторов фирмы "Bosch Rexroth" (Германия). Каждый насос связан с 2-мя параллельно включенными гидромоторами, приводящими в движение колеса одной условной оси. ГОТ выполнена по закрытой схеме. Все три магистральных насоса сблокированы между собой и имеют общий привод от двигателя через редуктор, образуя насосную станцию.

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.  
были приняты следующие показатели, представленные в табл. 1.



Рис. 3. Алгоритм работы математической модели

Для проведения оптимизационных расчетов на ЭВМ был выбран программный комплекс MOVI, позволяющий решать многокритериальные задачи и успешно используемый творческим коллективом кафедры «Автомобили» МГТУ «МАМИ» при решении ряда прикладных задач применительно к активной безопасности автомобиля [6,7].

1. В подготовленных внешних файлах данных хранятся основные параметры систем автомобиля. Один из таких файлов содержит параметры оптимизации, определяемые программным комплексом MOVI, пересчитанные в реальные параметры гидрообъемной трансмиссии (рабочие объемы гидромашин).
2. В ходе предварительных расчетов часть констант объединяется в коэффициенты. Также вычисляются статические параметры движения в начальной точке. Обнуляются боковые реакции на колесах (при начальном прямолинейном движении).
3. В зависимости от выбранного маневра задается функция поворота рулевого колеса по времени. Производится расчет углов поворота управляемых колес с использованием передаточных коэффициентов рулевого управления.
4. Координаты колес в исходных файлах определяются параметрами колеи, базы и высоты центра масс кузова над опорной поверхностью. В процессе расчета изменяются углы поворота управляемых колес, крен кузова и положение подвески (вычисляется при помощи кинематических характеристик подвески). Все эти данные требуются для перевода реакций в центре пятна контакта колеса с дорогой в общую систему координат, связанную с центром кузова (подрессоренной массы). Общие координаты являются одновременно координатами центра масс кузова.
5. Вычисляется модуль вектора скорости колеса и углы увода через отношение к модулю вектора скорости подвижной системы координат.
6. Методику расчета см. [4].
7. Вычисляются объемные КПД гидropередачи и при заданной частоте вращения коленчатого вала двигателя определяются расходы гидравлической жидкости в приводе каждого из колес, что позволяет определить угловые скорости вращения колес.
8. Проверяется соответствие вычисленных угловых скоростей колес заданному режиму движения автомобиля (с учетом различных траекторий движения колес). В случае невыполнения условия равенства вычисленной и заданной скорости вносится коррекция частоты вращения коленчатого вала двигателя и программа переходит к шагу 7.
9. Данная подпрограмма содержит уравнения работы гидрообъемной трансмиссии (более подробно см. [8]). Вычисляются моменты на каждом из ведущих колес.
10. Проверяется условие достаточности суммарной силы тяги на колесах автомобиля для преодоления внешнего сопротивления движению. В случае невыполнения условия равенства силы тяги и приведенного сопротивления, вносится коррекция нагрузочного режима двигателя и программа переходит к шагу 7.
11. Топливная экономичность рассчитывается по стандартной методике.
12. Формулы для расчета приведены в [9].
13. Математическое описание см. там же.
14. Данные, полученные в результате расчета, обрабатываются с целью последующего использования в подпрограммах расчетов оптимизационных критериев.
15. Осуществляется проверка условий прекращения вычислений. В случае неудовлетворения таким условиям, программа переходит к следующему шагу расчета с увеличением времени на заданный элементарный промежуток.

При постановке оптимизационной задачи для трехосного автомобиля в качестве варьируемых параметров гидрообъемной трансмиссии выбиралось межосевое перераспределение тяги, а также перераспределение тяги между колесами каждой оси. Диапазон изменения составлял  $\pm 25\%$  от номинала при сохранении постоянной суммарной силы тяги для поддержания заданного режима движения. Исходные оптимизационные задачи представлены в табл.2.

## Локальные критерии в задачах оптимизации

Свойство объекта	Вид маневра	Локальный критерий*
Управляемость и устойчивость	Спираль	1,2 - запасы управляющего момента
		3,4 – запасы стабилизирующего момента
		5,6 - эффективности управления
		7,8 - эффективности стабилизации
		9 - статическая поворачиваемость
		10 - статическая чувствительность к управлению
		11,12- статическая устойчивость (при $J_y=2$ и $4 \text{ м/с}^2$ )
	Рывок руля	13 - угол бокового крена
		14 -заброс реакции по угловой скорости
		15 - время пика реакции по угловой скорости
		16 - время 90%-й реакции по угловой скорости
		17 -заброс реакции по боковому ускорению
		18 - время пика реакции по боковому ускорению
		19 - время 90%-й реакции по боковому ускорению
Топливная экономичность	Равномерное круговое движение	20 -заброс реакции по боковому крену
		21 - время пика реакции по боковому крену
		22 - время 90%-й реакции по боковому крену
		23, 24, 25 - путевой расход топлива (при $J_y = 1, 2$ и $4 \text{ м/с}^2$ )

\* - в качестве 26-го локального псевдокритерия принята скорость поступательного движения, которая должна поддерживаться постоянной.

Таблица 2.

## Варьируемые параметры в задачах оптимизации

Номер задачи	Перераспределение силы тяги, %			
	межосевое	межколесное первой оси	межколесное второй оси	межколесное третьей оси
1	0.25	0	0	0
	-0.25	0	0	0
2	0	0.25	0.25	0.25
	0	-0.25	-0.25	-0.25
3	-0.25	0.25	0.25	0.25
	0.25	-0.25	-0.25	-0.25
4	0.1	0.25	0.25	0.25
	-0.1	-0.25	-0.25	-0.25

Представленные оптимизационные задачи позволили оценить влияние отдельных параметров на выходные характеристики автомобиля. В исследуемом автомобиле с гидрообъемной трансмиссией регулируемые являются величины рабочих объемов гидронасосов и гидромоторов.

Исследуемый режим работы трансмиссии – дифференциальный, который для данного автомобиля реализуется объединением напорных и сливных контуров всех гидронасосов, поэтому фактическое влияние на распределение мощности между ведущими колесами оказывают рабочие объемы гидромоторов. По указанным выше причинам задавать рабочие объемы как независимые параметры нецелесообразно. Для выработки алгоритмов управления трансмиссией интерес представляет перераспределение тяги между ведущими колесами каждой из осей и между осями автомобиля (смещение тяги вперед или назад). В связи с этим



было выбрано четыре независимых параметра:  $K_1$  - коэффициент смещения тяги между осями автомобиля (зеркально относительно средней оси) и коэффициенты  $K_2$ ,  $K_3$  - смещение тяги на внешнее или внутреннее колесо в пределах каждой из осей. Учитывая предварительную обработку экспериментальных данных, максимальное значение для каждого из параметров установлено на уровне 25%. Положительное значение соответствует смещению тяги вперед или наружу (в зависимости от коэффициента).

По результатам расчетов первой задачи оптимизации выделены две группы критериев по реакции на регулирование: изменяемые соответственно существенно или незначительно. Отмечен ряд чувствительных критериев, изменение которых в решаемой задаче может достигать 100%.

Также отмечена корреляция критериев топливной экономичности и устойчивости, однако улучшение данных критериев, достигаемое при 10% смещении тяги вперед, ухудшает управляемость. Одновременное улучшение всех критериев не достигнуто, однако есть повторяющиеся характерные векторы параметров (крайние точки).

При бортовом перераспределении тяги наблюдается более существенное изменение критериев управляемости и устойчивости.

В обоих случаях диапазоны критериев эффективности управления, поворачиваемости, чувствительности к управлению и угла бокового крена в значительной степени смещены в область ухудшения и лишь незначительно попадают в область улучшения. В результате эти критерии накладывают наибольшие ограничения на возможные оптимальные решения.

При совместном регулировании расширяется поле полученных решений при сохранении отмеченных общих тенденций. По сравнению со второй задачей наглядно показано преимущественное влияние межколесного регулирования. Для данной задачи, ввиду наиболее подробного исследования заданной области, приведена гистограмма значений возможного изменения каждого из критериев (рис. 4).

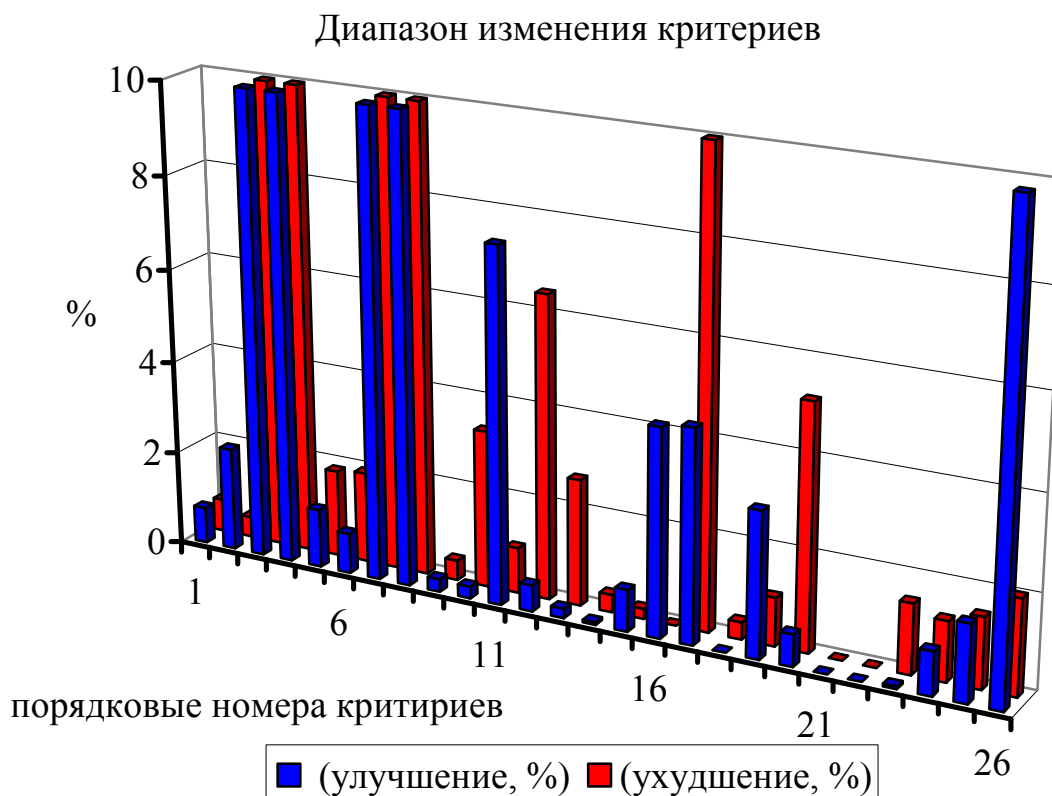


Рис. 4. Результаты расчетов задачи оптимизации при совместном регулировании параметров

Поиск уточненного решения в суженном поле параметров проведен в четвертой задаче с целью улучшения показателей управляемости при выигрыше в топливной экономичности. Было выбрано межосевое регулирование, при котором отмечалось улучшение топливной экономичности в первой задаче с введением межколесного регулирования, дающего наиболее ощутимые изменения управляемости. Такой анализ не дал положительных результатов, что доказывает целесообразность дополнительного поиска Парето-оптимальных решений.

Проведенные экспериментальные исследования на автомобиле «Гидроход» [5] показали адекватность математической модели движения автомобиля. В качестве экспериментальных данных использованы результаты маневров «спираль» и «рывок руля» на исследуемом объекте. По результатам испытаний подтверждена возможность существенного влияния параметров управления интеллектуальной трансмиссией на эксплуатационные характеристики автомобиля.

Для измерения и регистрации параметров движения использовался комплект аппаратуры DATRON АЕР-2. При проведении испытаний фиксировались следующие значения: скорость поступательного движения автомобиля, угол поворота рулевого колеса, угловая скорость автомобиля, величина бокового ускорения, величина бокового крена кузова.

Результаты экспериментальных исследований подтвердили закономерности, полученные при исследовании математической модели автомобиля. Для оценки адекватности модели использовался критерий Фишера [10], который определяется по формуле

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}, \quad (1)$$

где:  $S_{ad}^2$  - дисперсия адекватности модели;  $S_y^2$  - дисперсия эксперимента и сравнивается затем с критическими значениями, определяемыми табличными данными  $F$  – распределения.

$$F \leq F_{крит} \quad (2)$$

Для рассматриваемой модели  $F_{крит} = 2.05$ . Для маневра «рывок руля» получено значение  $F = 1.30$ , для маневра «спираль»  $F = 0.873$ , что удовлетворяет условию адекватности.

### Результаты исследования

1. Проведен анализ специальной литературы в области создания и исследования полноприводных трансмиссий, который позволил выявить определенные недостатки существующих методик и новизну предлагаемого решения в отношении влияния распределения мощности по ведущим колесам на улучшение различных эксплуатационных показателей.
2. Реализована методика решения дифференциальных уравнений движения поддресоренных и неподдресоренных масс в единой системе координат применительно к многоосному автомобилю.
3. Составлено обобщенное математическое описание многомассовой модели движения полноприводного автомобиля, позволяющее проводить расчет различных режимов движения и поиск алгоритмов управления автоматической трансмиссией с индивидуальным приводом ведущих колес. Адекватность модели подтверждена экспериментальными исследованиями.
4. Проведены оптимизационные расчеты параметров управления гидрообъемной трансмиссией с целью улучшения показателей управляемости, устойчивости и топливной экономичности. Выявлено, что методами регулирования передаточных отношений трансмиссии можно достичь улучшения определенных групп критериев. Также выделены области ухудшения значений критериев (нежелательные области регулирования).
5. Проведены экспериментальные исследования, показавшие, что режимы работы трансмиссии могут существенно влиять на параметры управляемости, устойчивости и топливной экономичности. Анализ полученных зависимостей подтверждает, что однозначного

преимущества фиксированного перераспределения тяги на всех режимах движения не существует.

6. По результатам анализа решения авторы считают возможным рекомендовать данную методику для проведения поиска законов управления трансмиссией с индивидуальным регулированием, а также статических предустановок нерегулируемых или ступенчато регулируемых трансмиссий для различных условий движения.

#### **Выводы**

1. В рамках поставленных задач и выполненных объемов вычислений не достигнуто одновременное улучшение (по сравнению с прототипом) для всего выбранного набора критериев путем регулирования потоков мощности в трансмиссии.
2. Выявлены группы критериев, имеющих высокую корреляцию (в обобщенном варианте – топливной экономичности и устойчивости). Однако, при улучшении топливной экономичности и устойчивости за счет регулирования трансмиссии снижаются показатели управляемости (и наоборот).
3. Установлено, что в отношении количественного изменения критериев наибольшее влияние (до 2-кратного по отдельным критериям) оказывает межколесное регулирование.
4. Анализ полученных решений показывает, что для улучшения топливной экономичности автомобиля с гидрообъемной трансмиссией при криволинейном движении по твердой опорной поверхности целесообразно увеличивать тягу на передней оси до 10% (соответственно уменьшая тягу на задней оси), а также – на внутренних по отношению к центру поворота колесах (до 5%). Такое регулирование незначительно уменьшает угол бокового крена и улучшает параметры стабилизации. Для получения наилучшей управляемости необходимо максимально (до 20-25 %) смещать тягу в сторону задних колес, но при этом для передней управляемой оси повышать тягу на внешнем колесе (до 25%), а на средней и задней – на внутреннем (до 20 и 25 % соответственно).

#### **Литература**

1. Беленков Ю.А., Некрасов Б.Б., Фатеев И.В. «Определение КПД объемной гидропередачи». М., «Автомобильная промышленность», 1975, № 8, с. 16-18.
2. Городецкий К.И. «Механический КПД объемных гидромашин». М., «Вестник машиностроения», 1977, № 7, с. 11-13.
3. Лепешкин А.В. «Математическая модель, оценивающая КПД роторной гидромашин». М., «Приводы и управление», 2000, № 1, с. 17-19.
4. Бахмутов С.В., Гусаков Д.Н. Математическая модель движения автомобиля как многомассовой системы. Известия МГТУ «МАМИ», 2008, № 1, 6-12.
5. Бахмутов С.В., Гусаков Д.Н. Экспериментальная оценка влияния распределения мощности по осям полноприводного многоосного автомобиля на показатели управляемости и устойчивости. Известия МГТУ «МАМИ», 2007, № 2, 14-19.
6. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А. Многокритериальная параметрическая оптимизация в задачах совершенствования характеристик управляемости и устойчивости автотранспортных средств. Известия МГТУ «МАМИ», 2007, № 2, 19-31.
7. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А. Оптимизация АТС по критериям управляемости и устойчивости в условиях неровной дороги. «Автомобильная промышленность», 2004, №10, 12-21.
8. Лепешкин А.В., Гусаков Д.Н. «Выбор рационального закона управления гидрообъемной трансмиссией с регулируемым насосом и мотором». Материалы 49-ой международной научно-технической конференции ААИ "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров", 23-24 марта 2005 г., 49-55.
9. Бахмутов С.В., Гусаков Д.Н. «Некоторые проблемы, возникающие при создании многомассовой математической модели движения автомобиля и методы их решения». Известия МГТУ «МАМИ», 2007, № 2, с. 78-83.
10. К. Дерффель «Статистика в аналитической химии», Москва, "Мир", 1994.