

- шин. – М., «Автомобильная промышленность», 2010, № 10, с. 19-23.
3. Лепешкин А.В. Методика разработки СААУ трансмиссий многоприводных колесных машин. Монография. Издательство «LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG» (Германия). 2011. 102 с. ISBN 978-3-8454-3161-1.
 4. Лепешкин А.В. Структура системы автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства. М., МАМИ. Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ «МАМИ», № 1 (11), 2011. с. 51-59.
 5. Лепешкин А.В. Математическая модель движения автомобиля «Гидроход-49061» с гидрообъемной трансмиссией в условиях недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 16157 от 06.09.2010.М., ВНИИЦ, 2010, № 50201001473.
 6. Лепешкин А.В. Математическая модель движения опытного образца четырехосного полноприводного специального шасси БАЗ-6910Э с индивидуальным регулируемым электрическим приводом ведущих колес в условиях недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 18459 от 17.07.2012. М., ВНИИЦ, 2012, № 50201251014.
 7. Курмаев Р.Х., Лепешкин А.В. Повышение точности математической модели движения колесной машины на основании использования результатов ее испытаний. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (7), 2009, с. 46-56.
 8. Бахмутов С.В., Шухман С.Б., Лепешкин А.В., Курмаев Р.Х. Корректирующие алгоритмы для системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС при прямолинейном его движении. Журнал «Автомобильная промышленность», 2010, № 1, с. 14-18.
 9. Кулаков Н.А., Лепешкин А.В., Черанёв С.В. Теоретическое обоснование требований к системе автоматического адаптивного управления электротрансмиссией полноприводного четырехосного автомобиля с индивидуальным приводом ведущих колес. Журнал Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1(13), 2012. с. 65-71.
 10. Патент РФ на изобретение № 2397893 от 27.08.2010. Способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, С.Б. Шухман.
 11. Патент РФ на изобретение № 2398149 от 27.08.2010. Устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой гидрообъемной трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, С.Б. Шухман., Курмаев Р.Х.
 12. Патент РФ на изобретение № 2397088 от 20.08.2010. Устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой электрической трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, Н.А. Кулаков.
 13. Курмаев Р.Х., Малкин М.А. Улучшение энергетических и экологических показателей полноприводных автомобилей с гидрообъемной трансмиссией за счет оптимального построения электронной системы управления. Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ «МАМИ». – М., МГТУ «МАМИ», № 2 (6), 2008. с. 51-56.

Сравнительный анализ последовательного и комбинированного вариантов регулирования гидрообъемной трансмиссии полноприводной колесной машины

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Аннотация. В статье представлены результаты исследований разработанной математической модели прямолинейного движения полноприводного трехосного

автомобиля с индивидуальным регулируемым гидрообъемным приводом ее ведущих колес, позволившие обосновать необходимость использования в СААУ гидрообъемной трансмиссии такой машины последовательный вариант ее регулирования.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, индивидуальный привод ведущих колес, регулируемая гидрообъемная трансмиссия, требования к СААУ гидрообъемной трансмиссии.

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполнении Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 г.г. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Необходимость в проведении исследований, результаты которых приведены в настоящей статье, обусловлена тем, что при разработке системы автоматического адаптивного управления (СААУ) гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) полноприводной колесной машины одним из важных является вопрос о том, какой в этой СААУ следует использовать вариант регулирования ГОТ.

Из литературы известны два варианта регулирования объемных гидроприводов (ОГП) вращательного движения, содержащих два объекта регулирования: регулируемый насос и регулируемый гидромотор. К ним относятся:

- **комбинированный**, в соответствии с которым [1], по мнению авторов, для большей эффективности привода при невысоких нагрузках на валу гидромотора система регулирования ОГП после достижения требуемой частоты вращения этого вала должна согласованно уменьшать параметры рабочих объемов насоса e_n и гидромотора $e_{гм}$, оставляя неизменной величину передаточного отношения ОГП. В работе [1] утверждается, что связанное с этим возрастание давления в напорной гидролинии привода обеспечит увеличение его механического КПД, а значит, и увеличение его полного КПД;
- **последовательный**, в соответствии с которым [2] регулирование ОГП, связанное с увеличением частоты вращения вала гидромотора, всегда осуществляется в два этапа:

1-й этап – при параметре регулирования гидромотора $e_{гм} = 1$ значение параметра регулирования рабочего объема насоса e_n увеличивается от 0 до 1,

2-й этап – после достижения значения $e_n = 1$ дальнейшее увеличение частоты вращения вала гидромотора происходит за счет уменьшения величины параметра рабочего объема гидромотора $e_{гм}$ от 1 до некоторого $e_{гмmin}$, обусловленного величиной момента сопротивления вращению этого вала.

При необходимости уменьшить частоту вращения вала гидромотора регулирование ОГП в обоих вариантах выполняется в обратном порядке.

Очевидно, что при его справедливости реализация предположения, высказанного авторами статьи [1], в разрабатываемой СААУ ГОТ полноприводной колесной машины должна повлиять как на законы регулирования СААУ, так и на ее структуру.

Задачей данных исследований является оценка возможной эффективности использования упомянутой комбинированной системы управления на разработанной математической модели [3, 4] движения автомобиля «Гидроход 49061», оснащенного дизельным двигателем DT466, с ГОТ, работающей в режиме блокированной межосевой связи его ведущих колес. Проведенные испытания автомобиля «Гидроход 49061» показали адекватность этой математической модели [5]. Погрешность определения оцениваемых параметров в результате моделирования по сравнению с данными эксперимента в аналогичных условиях движения автомобиля не превысила 10%.

Заметим, что в этой математической модели при описании работы ГОТ используются формулы оценки относительных потерь в гидромашинах с уточнениями К.И. Городецкого [6,

7]. Коэффициенты потерь, используемые в этих формулах, определялись по специально разработанным программам [8, 9] на основании данных, полученных в результате испытаний гидромашин того же типа, что и те, которые используются в ГОТ. Погрешность в определении значений объемного и механического КПД гидромашин по расчетным формулам и данным эксперимента не превысила 3%, что соизмеримо с точностью контроля параметров во время проведения опытов.

Для решения поставленной задачи использовалась следующая методика.

Математическое моделирование движения рассматриваемого автомобиля проводилось в условиях прямолинейного его движения по недеформируемой опорной поверхности по горизонтальной дороге, а также на подъеме с величиной уклона 4% и 10%. При этом моделировался режим разгона рассматриваемого автомобиля при ступенчатом изменении параметров e_n рабочих объемов регулируемых насосов (значения для всех насосов одновременно изменялись в следующей последовательности: 0,01; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9 и 1) при заданных фиксированных значениях параметров $e_{гм}$ рабочих объемов гидромоторов (последовательно принимались следующие значения: 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3 и 0,21).

При каждом из указанных сочетаний значений e_n и $e_{гм}$ моделировался процесс разгона автомобиля в данных условиях движения до момента достижения им установившегося значения скорости V продольного движения. Пример графической иллюстрации результатов такого моделирования при $e_{гм}$, равном 0,8, и e_n , изменяющемся от 0,01 до 0,3, в функции времени t (в секундах) приведен на рисунке 1 (значения скорости V нанесены в м/с).

Расчетные величины параметров, определяющих работу автомобиля и его узлов при получившейся установившейся скорости V , использовались для оценки эффективности его работы в данных условиях.

При моделировании принималось, что двигатель автомобиля работает на внешней характеристике с учетом ее регуляторной ветви, ограничивающей его обороты при низкой нагрузке.

В качестве критерия эффективности работы рассматриваемого автомобиля использовался показатель K_N эффективности реализации мощности, снимаемой с вала двигателя, для движения многоприводного автомобиля [10].

Для удобства совместного анализа полученных результатов в качестве аргумента для построения сводных графиков принято условное передаточное отношение i привода ведущего колеса автомобиля, определяющееся из формулы:

$$i = \frac{e_n}{e_{гм}}. \quad (1)$$

Эта величина характеризует управляющее воздействие, поступившее от электронного блока системы управления ГОТ.

На рисунках 2, 3 и 4 приведены полученные графики изменения продольной скорости V движения автомобиля (рисунок 2); величин давлений p в напорных трубопроводах гидروприводов ведущих колес автомобиля (рисунок 3) и соответствующих значений безразмерного показателя эффективности автомобиля K_N (рисунок 4), построенные в функции условного передаточного отношения i для рассмотренных условий движения при последовательном варианте регулирования рабочих объемов гидромашин ГОТ.

Заметим, что получившееся ограничение диапазона изменения i в более тяжелых условиях движения (при движении автомобиля на подъеме) обусловлено возможностями двигателя автомобиля (ограничениями его внешней характеристикой).

На рисунках 5, 6 и 7 приведены построенные на основании результатов проведенного математического моделирования графики изменения значений безразмерного показателя эффективности автомобиля K_N , построенные в функции условного передаточного отноше-

ния i ГОТ для разных фиксированных значений параметров регулирования рабочего объема $e_{ГМ}$ гидромоторов в рассмотренных условиях движения автомобиля.

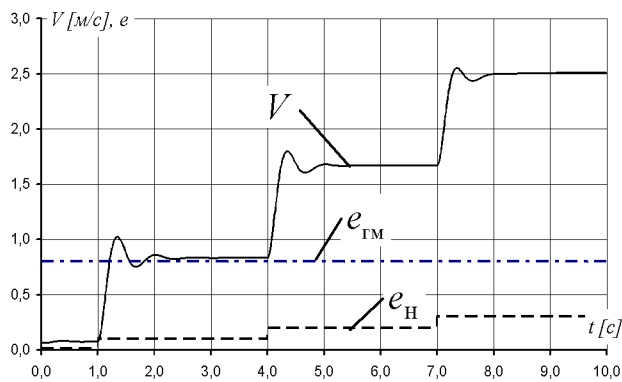


Рисунок 1

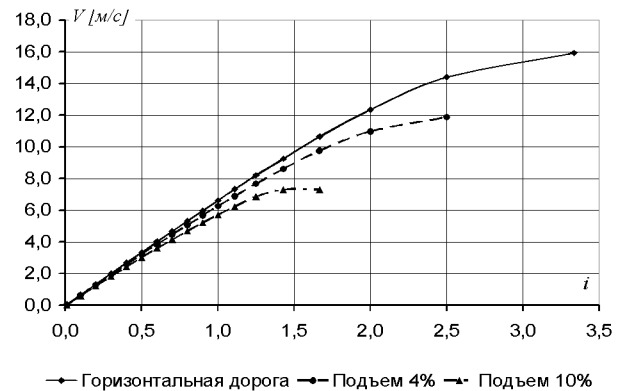


Рисунок 2

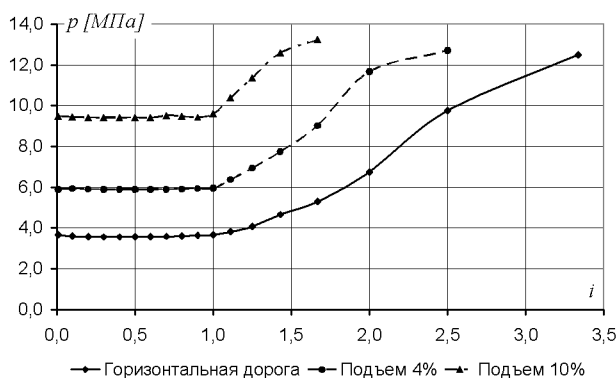


Рисунок 3

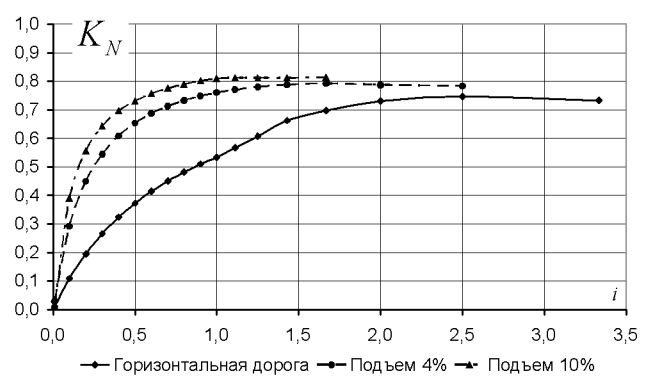


Рисунок 4

Анализ этих графиков показывает, что в относительно легких условиях движения автомобиля (по горизонтальной дороге) одно и то же условное передаточное отношение i ГОТ, полученное по формуле (1) при разных сочетаниях значений e_H и $e_{ГМ}$ (для $e_{ГМ} > 0,3$) с энергетической точки зрения мало чем отличаются. То есть в этом случае возможно использование комбинированного управления ГОТ, но, судя по результатам моделирования, ощутимого энергетического преимущества от этого получить вряд ли удастся.

Горизонтальная дорога

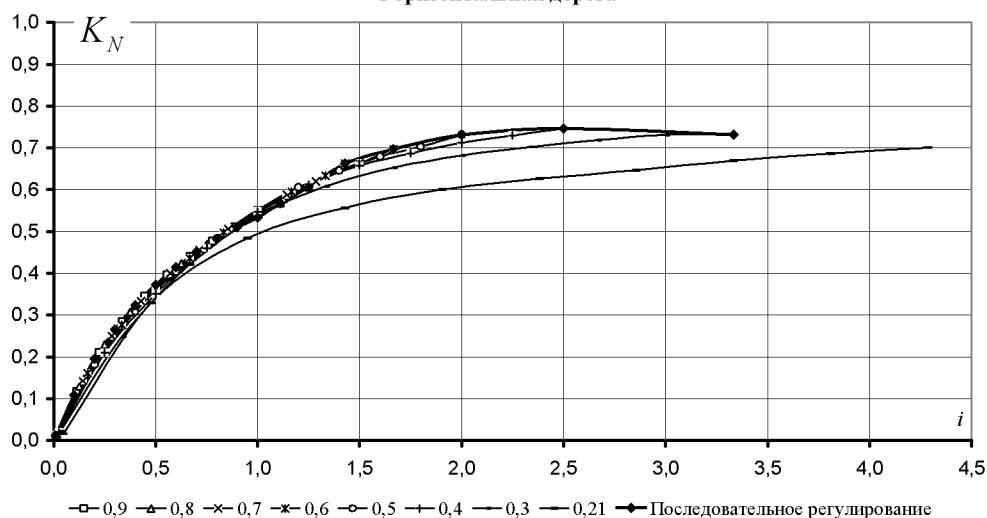
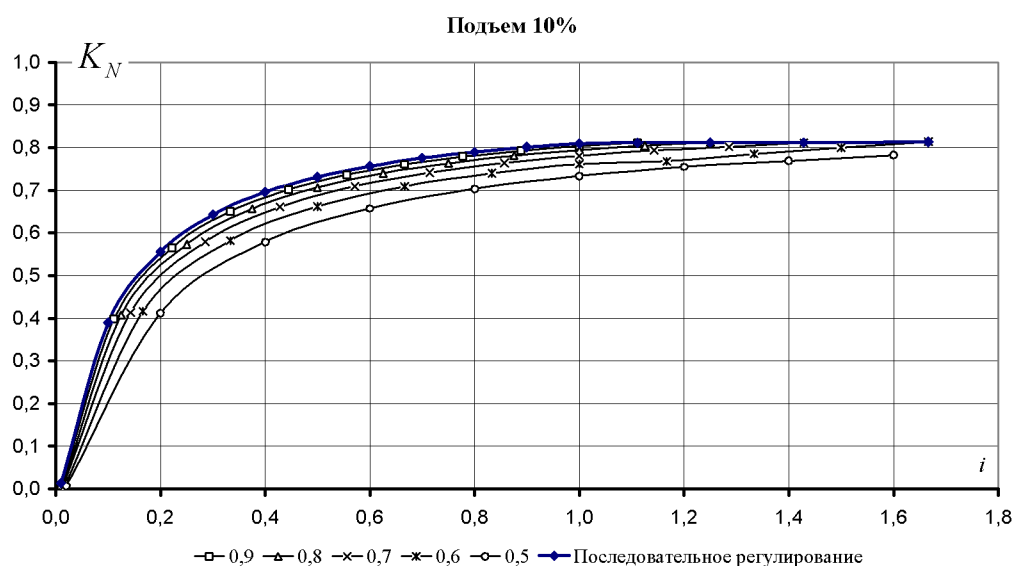
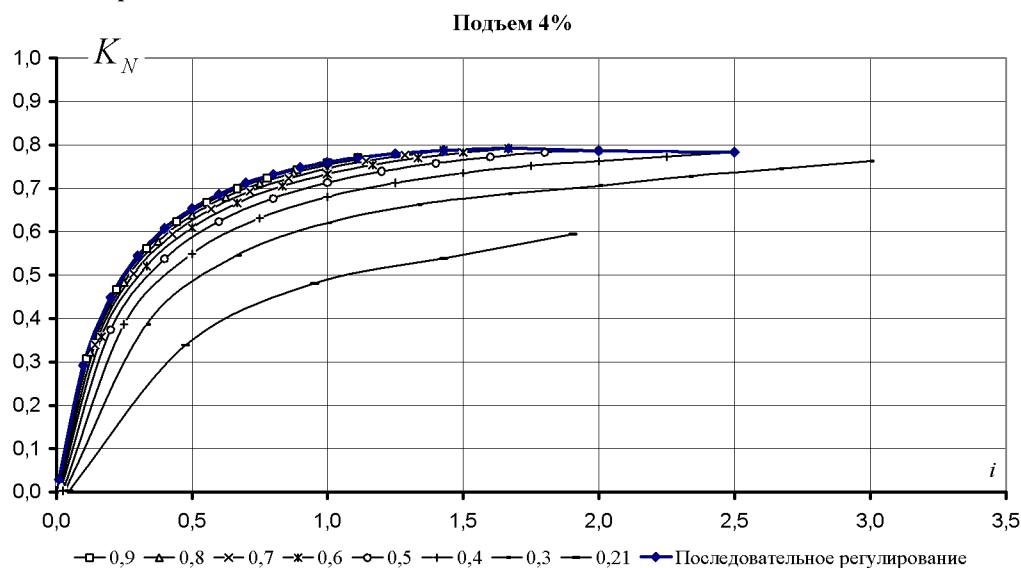


Рисунок 5

В то же время в относительно легких условиях движения за счет некоторого уменьшения параметров e_H регулирования насосов появляется возможность расширить диапазон ре-

гулирования ГОТ. Это объясняется тем, что при этом за счет уменьшения расхода рабочей жидкости уменьшаются потери на ее движение в трубопроводах, а значит, уменьшается в данных условиях перепад давления на насосах и, соответственно, снижается момент, необходимый для их вращения двигателем.



Кроме этого из приведенных графиков следует, что, если в легких условиях движения (по горизонтальной дороге) комбинированный способ регулирования с энергетической точки зрения дает схожие результаты по сравнению с последовательным (рисунок 5), то в более тяжелых условиях движения (рисунки 6 и 7) комбинированный способ начинает существенно проигрывать последовательному.

Выводы

Таким образом, проведенное исследование по оценке возможной эффективности от использования упомянутого комбинированного варианта управления ГОТ показало, что ощутимых преимуществ от этого с энергетической точки зрения вряд ли стоит ожидать. Поэтому предлагается при создании САУ ГОТ многоприводных колесных машин использовать известный из литературы [2] традиционный последовательный вариант регулирования передаточного отношения объемных гидроприводов вращательного движения.

Литература

1. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Повышение кпд полнопоточной гидрообъем-

- ной трансмиссии за счет комбинированного способа регулирования гидромашин. М., «Вестник машиностроения», № 2, 2006, с. 27-32.
2. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Учебник. Часть 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. Под редакцией А.А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
 3. Лепешкин А.В. Математическая модель многоприводной колесной машины в общем случае ее движения. Сборник избранных докладов 49-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) России «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» 4-го Международного научного симпозиума, посвященного 140-летию Московского государственного технического университета «МАМИ». Книга 3, М., МГТУ «МАМИ», 2005г., с. 138-158. ISBN 5-94099-036-3.
 4. Лепешкин А.В. Математическая модель движения автомобиля «Гидроход-49061» с гидрообъемной трансмиссией в условиях недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 16157 от 06.09.2010.М., ВНИИЦ, 2010, № 50201001473.
 5. Курмаев Р.Х., Лепешкин А.В. Повышение точности математической модели движения колесной машины на основании использования результатов ее испытаний. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (7), 2009, с. 46-56.
 6. Городецкий К.И. Механический КПД объемных гидромашин. - М., Вестник машиностроения, 1977, № 7. – с. 11-13.
 7. Лепешкин А.В. Математическая модель объемного гидропривода вращательного движения. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11446 от 29.08.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801936.
 8. Лепешкин А.В. Определение коэффициентов потерь в формулах оценки объемного КПД роторной гидромашин. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11198 от 30.07.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801681.
 9. Лепешкин А.В. Определение коэффициентов потерь в формулах оценки механического КПД роторной гидромашин. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11446 от 30.07.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801682.
 10. Лепешкин А.В. Методика разработки СААУ трансмиссий многоприводных колесных машин. Монография. Издательство «LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG» (Германия). 2011. 102 с. ISBN 978-3-8454-3161-1.

Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении

к.т.н. проф. Лепешкин А.В., Петров С.Е.
МГТУ «МАМИ»
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Аннотация. Предлагаемая математическая модель получена на основе комбинации известных зависимостей, определяющих взаимодействие эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью, с рекомендациями по учету дополнительных усилий в области деформации грунта колесом. Математическая модель позволяет по известной вертикальной нагрузке на ось колеса, продольной скорости его оси и величине продольного скольжения в пятне контакта определить продольную составляющую усилия, передаваемого на остоу машины, и момент, возникающий на оси этого колеса при этом.

Ключевые слова: взаимодействие эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью, математическая модель при установившемся прямо-