

УДК 629.003.13

Система автоматического адаптивного управления полнопоточной гидрообъемной трансмиссией для трехосного полноприводного автомобиля

Лепешкин А. В.^{1,*}

^{*}lep@mami.ru

¹Московский государственный машиностроительный университет
(МАМИ), Москва, Россия

В статье на основании результатов проведенного математического моделирования получено теоретическое обоснование требований к системе автоматического адаптивного управления (СААУ) полнопоточной гидрообъемной трансмиссией трехосного полноприводного автомобиля, даны рекомендации по ее структуре и сформулированы предлагаемые для использования в ней законы регулирования. Кроме этого приведены результаты апробации предложенных решений, полученные в результате проведенных численных экспериментов на разработанной математической модели объекта исследований в условиях прямолинейного его движения по недеформируемой опорной поверхности.

Ключевые слова: полноприводная колесная машина, гидрообъемная трансмиссия, система автоматического адаптивного управления приводом ведущих колес

Введение

Приведенные здесь данные получены при выполнении Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 и Соглашения от «27» июля 2012 г. № 14.В37.21.0290 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 гг. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Эти исследования связаны с разработкой научно обоснованной методики создания системы автоматического адаптивного управления (СААУ) «интеллектуальной» бесступенчато-регулируемой полнопоточной гидрообъемной трансмиссией (ГОТ) трехосного полноприводного автомобиля «Гидроход-49061» снаряженной массы 12 тонн с управляемыми колесами передней и задней оси (рис. 1).

Данный автомобиль создан ОАО «НАМИ-Сервис» совместно с АМО ЗИЛ при участии МГТУ «МАМИ» (ныне Университет машиностроения). Целью его создания являлось

использование в качестве опытного экспериментального образца, на котором планировалась апробация различных вариантов СААУ «интеллектуальных» трансмиссий многоприводных колесных машин и проверка предлагаемых принципов их построения.



Рис. 1. Автомобиль «Гидроход-49061»



Рис. 2. Принципиальная схема ГОТ и ее компоновка на автомобиле «Гидроход-49061» [1]:

Дв – двигатель, *ГА* – вспомогательные гидравлические агрегаты

Из рис. 2 видно, что ГОТ этого автомобиля включает три одинаковых объемных гидропривода (по одному на каждую ось автомобиля). Каждый из этих гидроприводов содержит один регулируемый насос 5, с приводом от вала двигателя 4 машины, и два включенных параллельно регулируемых гидромотора 6, обеспечивающих индивидуальный привод колес этой оси через редукторы 7, 8 и 9.

Отличительной особенностью автомобиля «Гидроход-49061» [1] является то, что конструкция его трансмиссии позволяет управлять режимом работы каждого ведущего колеса. Формулирование оптимального закона этого управления в разных условиях движения автомобиля и является главной задачей исследований.

Анализ проводился с использованием специально разработанной для этой цели математической модели объекта исследований.

1. Математическая модель движения автомобиля «Гидроход-49061» по недеформируемой опорной поверхности

На математическую модель в виде программного комплекса Hydrohod_blok_asf.exe автором получено Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 16157 от 06.09.2010 в Объединенном фонде электронных ресурсов «Наука и образование» [2].

Данная математическая модель позволяет анализировать движение рассматриваемого автомобиля в разных условиях работы, являющихся следствием как возмущающих воздействий со стороны дороги, так и управляющих воздействий со стороны водителя. При этом имеется возможность осуществлять проверку предлагаемых законов, формирующих управляющие сигналы, поступающие от САУ ГОТ, а также проводить при этом оценку эффективности движения автомобиля в данных условиях.

Структура разработанной математической модели представлена на рис. 3. Она включает математическое описание движения собственно автомобиля, представленного в виде многомассовой пространственной системы, включающей его подрессоренную часть и шесть неподдресоренных частей (колесо с колесным редуктором и перемещающиеся с ним элементы привода и подвески), связанных с подрессоренной частью индивидуальной упругодемпфирующей подвеской; математическую модель работы эластичного колеса при его качении по недеформируемой опорной поверхности; математическое описание работы ГОТ и уравнения, характеризующие работу двигателя (ДВС) автомобиля.

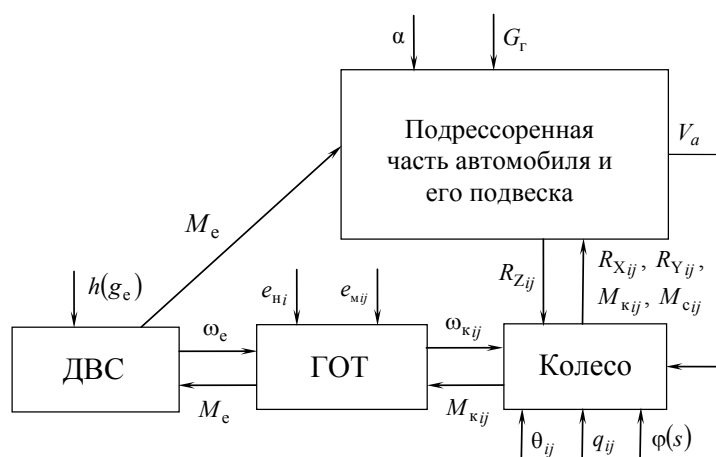


Рис. 3. Структурная схема разработанной математической модели движения рассматриваемого автомобиля

Из схемы, приведенной на рис. 3, видно, что параметрами, характеризующими условия движения автомобиля при математическом моделировании, являются: угол α подъема дороги, вес перевозимого груза G_r и условия взаимодействия эластичных колес автомобиля с дорогой, которые задаются соответствующей $\Phi(s)$ -диаграммой.

Возмущающие воздействия со стороны дороги могут задаваться изменением профиля опорной поверхности q_{ij} под каждым колесом машины.

Управляющие воздействия со стороны водителя и СААУ могут задаваться: параметром $h(g_e)$ регулирования режима работы ДВС (открытие дроссельной заслонки для карбюраторного двигателя или положение рейки топливного насоса для дизеля), определяющий расход топлива, им потребляемый; параметрами регулирования рабочих объемов насосов e_{ni} и гидромоторов e_{mij} (здесь и далее индекс i определяет ось автомобиля, а j – левое или правое колесо этой оси) и углами поворота θ_{ij} управляемых колес. При этом величины углов θ_{ij} однозначно определяются системой рулевого управления автомобиля по углу поворота рулевого колеса. Другие управляющие воздействия формируются СААУ на основании сигналов, поступающих со стороны водителя и указывающих на его желание изменить или сохранить данную продольную скорость машины V_a , а также в соответствии с законами регулирования, заложенными в СААУ.

Между структурными элементами разработанной математической модели автомобиля существуют внутренние каналы передачи данных. Так, между математическими моделями ДВС и ГОТ происходит обмен данными о величине угловой скорости ω_e вала двигателя и реализуемом на нем моменте M_e . Математические модели ГОТ и колес передают друг другу сведения о величине угловой скорости ω_{kij} вращения соответствующего колеса и моменте M_{kij} , на нем реализуемом. Между математической моделью движения остова автомобиля и моделями работы колес происходит обмен данными о величинах моментов M_{kij} и M_{cij} (стабилизирующий момент) и составляющих R_{zij} , R_{xij} и R_{yij} усилий, возникающих на осях соответствующих колес, а также информацией о величине поперечной и продольной составляющих скорости V_a движения остова автомобиля, необходимой для оценки величин углов увода δ_{ij} колес и скольжения s_{ij} (буксования) в их контакте с дорогой. Кроме этого на поддрессоренную часть автомобиля со стороны двигателя через его подвеску передаются динамические воздействия, связанные с изменением режима работы двигателя, в виде изменений момента M_e .

Разработанный программный комплекс (математическая модель рассматриваемого автомобиля) написан на языке Fortran. Исследования реализованной математической модели могут проводиться на IBM PC-совместимом персональном компьютере в среде Compaq Visual Fortran под Windows.

Для проведения исследований на этом программном комплексе, прежде всего, должны быть подготовлены соответствующие исходные данные для расчета. При этом следует учитывать, что при подготовке начальных данных для расчета важна определенная точность вводимых данных. Так как при вводе данных не обойтись без их округления,

то некоторая погрешность всегда имеется. В связи с этим при проведении исследований часть запланированного расчетного временного диапазона необходимо использовать для автоматического выхода математической модели на начальный режим. Продолжительность этого начального временного диапазона при достаточной точности вводимых начальных данных для расчета обычно составляет около 1 секунды. При использовании этого начального времени расчета модель по его истечении практически приходит к некоторому установившемуся состоянию, с которого и рекомендуется начинать запланированное исследование. Такой способ позволяет практически исключить вероятную нестабильность результатов математического моделирования, обусловленную погрешностью, вызванную округлением исходных значений начальных данных.

Для постановки вычислительного эксперимента данный программный комплекс в зависимости от задачи исследования предусматривает возможность программирования соответствующих процессов, вызванных изменяющимися условиями эксплуатации автомобиля. Причинами этих изменений могут быть:

- изменение условий взаимодействия эластичных колес с опорной поверхностью,
- изменение рельефа опорной поверхности,
- управляющее воздействие, поступающее со стороны водителя (режимы разгона, торможения, изменения направления движения),
- работа СААУ ГОТ, реализующей предлагаемый закон регулирования и т.п.

Для реализации этого необходимо внести соответствующие изменения в подпрограмму, имеющей название Outp.for. В этой подпрограмме в каждый расчетный момент времени есть возможность контролировать значения параметров, характеризующих движение автомобиля и работу его агрегатов, а значит, при необходимости, и влиять на изучаемый процесс. На данном этапе разработки программного комплекса предполагается, что необходимые для планируемых исследований изменения в подпрограмме Outp.for выполняет пользователь комплекса. Эти изменения могут, например, заключаться в разработке специальных подпрограмм, решающих поставленные задачи.

Кроме этого подпрограмма Outp.for обеспечивает вывод на печать результатов расчета с определенным шагом по времени. При этом на основании поступающих в подпрограмму Outp.for данных расчета в ней также вычисляются показатели, определяющие эффективность работы автомобиля и его агрегатов в рассматриваемых условиях.

2. Проверка адекватности разработанной математической модели

Проверка разработанной математической модели проводилась в два этапа.

На первом этапе на разработанном программном комплексе был выполнен ряд тестовых расчетов, моделирующих различные режимы движения исследуемого автомобиля, и анализировалось качественное соответствие полученных результатов процессам, протекающим в изучаемом объекте.

Данные этих тестовых расчетов показали с физической точки зрения качественную их адекватность результатам, сведения о которых известны из соответствующих публикаций и опыта ранее проведенных исследований [1, 3 и др.]. В частности установлено:

1. При моделировании переходных процессов, возникающих в ГОТ рассматриваемого автомобиля при блокированной межосевой связи его ведущих колес при разгоне, торможении и криволинейном движении машины, полученные результаты показали существенное различие режимов работы гидроприводов, входящих в состав ГОТ. Эти различия обусловлены возникающим при этом перераспределением вертикальных нагрузок на ведущие колеса, связанными с этим изменениями радиусов качения эластичных колес, а также различием пути, пройденным колесами, при движении по криволинейной траектории. Как известно, это приводит к изменению продольного скольжения в контакте ведущих колес с опорной поверхностью и связанных с этим значений реализуемых сил тяги и моментов на этих ведущих колесах. Это в свою очередь приводит к изменению перепадов давлений на гидромашинах в гидроприводах, а также связанных с этими утечек в гидромашинах, а значит, и к изменению частот вращения приводимых ГОТ колес разных осей. В некоторых случаях при этом наблюдается возникновение межосевой циркуляции мощности в трансмиссии, что приводит к снижению энергоэффективности машины и ухудшению ее маневренности.

2. При моделировании движения рассматриваемого автомобиля в аналогичных условиях при работе ГОТ в режиме дифференциальной межосевой связи перечисленных выше негативных явлений не наблюдалось. Однако при этом выявлено значительное недоиспользование возможностей привода ведущих колес машины, что отрицательно сказывается на ее энергоэффективности, проходимости и маневренности.

Эти результаты подтвердили данные, полученные другими исследователями, а значит, указывают на качественную адекватность разработанной математической модели.

Исходя из отмеченного, очевидно, что использование создаваемой СААУ ГОТ, обеспечивающей на рассматриваемом автомобиле регулирование коэффициента блокирования межосевой связи ведущих колес в зависимости от условий их качения, позволит существенно повысить эффективность машины.

На втором этапе проверки были проведены экспериментальные исследования автомобиля «Гидроход-49061» на Центральном автомобильном полигоне (НИЦИАМТ ФГУП НАМИ) в г. Дмитрове Московской области. Испытания автомобиля «Гидроход-49061» проводились на твёрдой опорной поверхности со свойствами сцепления, соответствующими «сухому асфальту».

На основании проведенных испытаний были сделаны следующие выводы [4]:

1. Экспериментальные исследования рассматриваемого автомобиля с ГОТ, работающей в режиме блокированной межосевой связи, показали, что при прямолинейном

движении машины по ровной дороге при одинаковых параметрах регулирования гидро-машин во всех гидроприводах из-за различий в распределении веса между ведущими колесами в ГОТ наблюдается наличие межосевой циркуляции мощности, что сказывается на эффективности работы автомобиля.

2. Сравнение экспериментальных данных с результатами математического моделирования, полученными на разработанном программном комплексе, показало необходимость учета в математической модели кроме потерь в ГОТ также и потерь на трение в механических элементах привода колес рассматриваемого автомобиля. Установлено, что допустимая для решения поставленных задач погрешность математической модели достигается при использовании в ней следующей эмпирической зависимости, определяющей приведенную к оси каждого колеса рассматриваемого автомобиля величину момента трения в механических элементах его привода:

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{тр}0} + k_{\text{тр}} \cdot \omega_{\text{к}}, \quad (1)$$

где: $M_{\text{тр}0}$ – момент трения в механических элементах привода колеса, приведенный к оси колеса, при частоте вращения этого колеса близкой к нулю;

$k_{\text{тр}}$ – коэффициент, определяющий степень зависимости момента трения от угловой скорости вращения колеса;

$\omega_{\text{к}}$ – угловая скорость вращения колеса.

Момент $M_{\text{тр}0}$, входящий в формулу (1), в исследованиях считается равным среднему моменту сопротивления проворачиванию колеса автомобиля, отключенного от вала гидромотора. В результате прямого измерения динамометрическим ключом установлено, что на всех колесах рассматриваемого автомобиля этот момент оказался равным ~ 90 Н·м.

Оценка величины коэффициента $k_{\text{тр}}$, входящего в формулу (1), выполнена на основании пробных расчетов. В результате было принято для дальнейшего использования значение $k_{\text{тр}} = 0,06$ кН·м·с. Скорее всего полученное таким образом значение коэффициента $k_{\text{тр}}$ характеризует увеличивающееся сопротивление вращению колеса при возрастании частоты вращения, вызванное вязким трением и барботажем в редукторах привода колеса.

3. Проведенная корректировка математической модели с использованием зависимости (1) обеспечила относительную среднеквадратическую погрешность, не превышающую 10%, в определении параметров, полученных в результате математического моделирования, от соответствующих данных эксперимента практически по всем показателям, характеризующим тягово-энергетические свойства автомобиля как на установившихся, так и на переходных режимах работы.

На основании выполненной проверки был сделан вывод о том, что скорректированная математическая модель в рассмотренных условиях обладает не только качественной

адекватностью, но и достаточной точностью. Поэтому разработанная модель была рекомендована для выполнения запланированных исследований, целью которых является формулирование законов регулирования для создаваемой системы автоматического адаптивного управления ГОТ рассматриваемого автомобиля.

3. Анализ влияния на эффективность работы рассматриваемого автомобиля наличия в работе ГОТ межосевого рассогласования

Данные исследования проводились на упомянутом выше программном комплексе с целью определения требований, предъявляемых к точности СААУ ГОТ рассматриваемого автомобиля, и критериев оценки качества ее работы.

В статье [5] приведены принятая методика выполнения данного исследования и основные его результаты.

В качестве базового режима работы ГОТ выбран режим, соответствующий прямолинейному движению автомобиля с заблокированной межосевой связью по горизонтальной недеформируемой опорной поверхности характеризующийся следующими значениями параметров регулирования рабочих объемов насосов и гидромоторов: $e_{hi} = 0,9$; $e_{mij} = 1$. Эти параметры регулирования обеспечивают расчетную продольную скорость рассматриваемого автомобиля, равную $V_x \approx 6$ м/с, при его движении по горизонтальной недеформируемой дороге типа «сухой асфальт».

При моделировании предполагалось, что в системе управления ГОТ колес передней оси автомобиля возникает ошибка при отработке величины управляющего сигнала, выразившаяся в отклонении значения параметра регулирования рабочего объема соответствующей гидромашины от принятых базовых значений. Расчеты проводились для следующих вариантов отклонений:

- при неизменном $e_{hi} = 0,9$ величина e_{m1j} выбирается из диапазона 0,998; 0,996; 0,994; 0,99; 0,98 и 0,97;
- при неизменном $e_{m1j} = 1,0$ величина e_{hi} выбирается из диапазона 0,87; 0,88; 0,89; 0,91; 0,92 и 0,93.

На рисунках с 4 по 7 в качестве примера приведены графики, характеризующие полученные результаты, когда отклонение величины e_{m1j} составили:

- в диапазоне времени от нуля до 1 с – отклонение отсутствует;
- в диапазоне времени от 1 с до 4 с – отклонение составляет 0,2%;
- в диапазоне времени от 4 с до 7 с – отклонение составляет 0,4%;
- в диапазоне времени от 7 с до 10 с – отклонение составляет 0,6%.

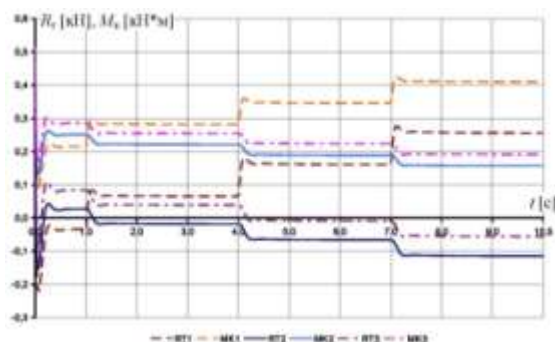


Рис. 4. Влияние принятого отклонения на величины реализуемых сил тяги и моментов на колесах

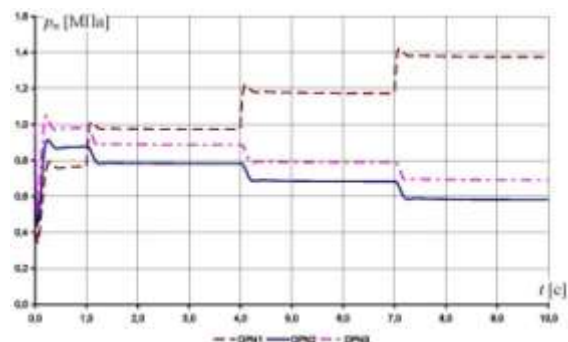


Рис. 5. Влияние принятого отклонения на величины перепадов давлений на основных насосах ГОТ

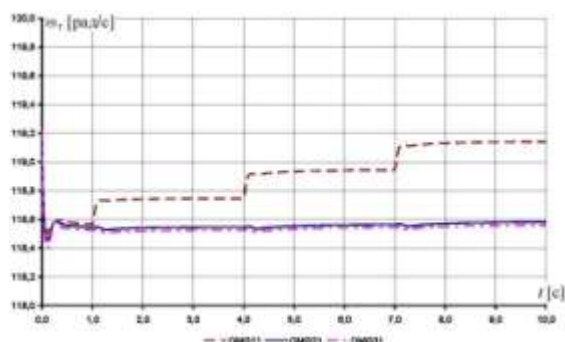


Рис. 6. Влияние принятого отклонения на значения угловых скоростей вращения валов гидромоторов

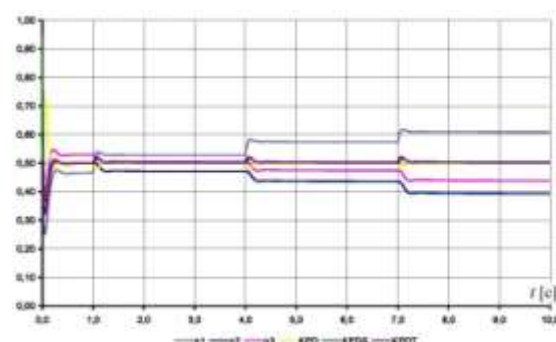


Рис. 7. Влияние принятого отклонения на значения параметров, характеризующих эффективность работы автомобиля

Из графика (рис. 4) видно, что при отсутствии ошибки сила тяги на ведущих колесах передней оси RT1 имеет отрицательное значение при положительных RT2 и RT3 (это обусловлено принятой развесовкой автомобиля). Видим также, что уже наличие ошибки, составляющей 0,4%, приводит к тому, что величины RT2 и RT3 становятся отрицательными (величины реализуемых моментов МК2 и МК3, как и МК1, при этом остаются положительными). Данный факт указывает на высокую чувствительность блокированной ГОТ рассматриваемого автомобиля как к изменению условий качения ведущих колес, так и к ошибкам в ее системе управления.

Из графика, приведенного на рис. 7, видно, что обобщенные параметры, характеризующие эффективность работы всего автомобиля K_N (KPD) и $K_{N\Sigma}$ (KPDS) [6, 7] и его ГОТ (KPDT), в принятых условиях меняются незначительно, при том, что КПД каждого входящего в ГОТ гидропривода (η_1 , η_2 и η_3) соответствующим образом изменяется.

Аналогичные графики были получены по результатам математического моделирования в других отмеченных выше вариантах сочетаний параметров регулирования (e_n и e_m). Обобщенные результаты исследований приведены на рисунках с 8 по 12.

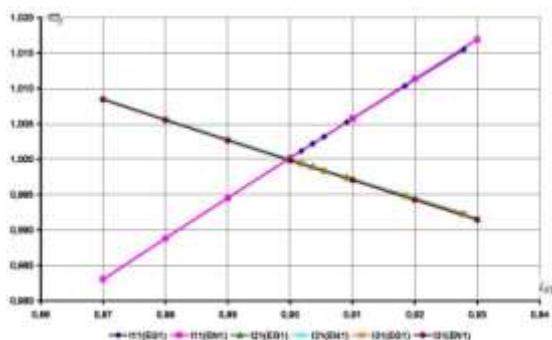


Рис. 8. Влияние ошибки на значения относительных угловых скоростей колес автомобиля

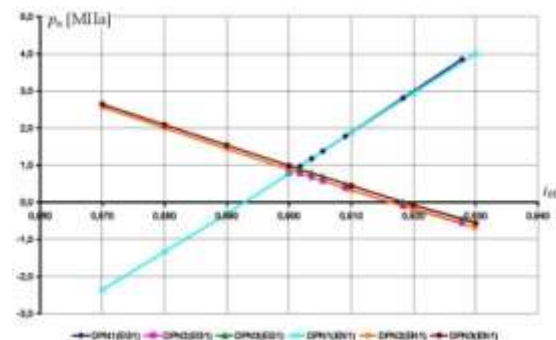


Рис. 9. Влияние ошибки на значения перепадов давлений на основных насосах ГОТ

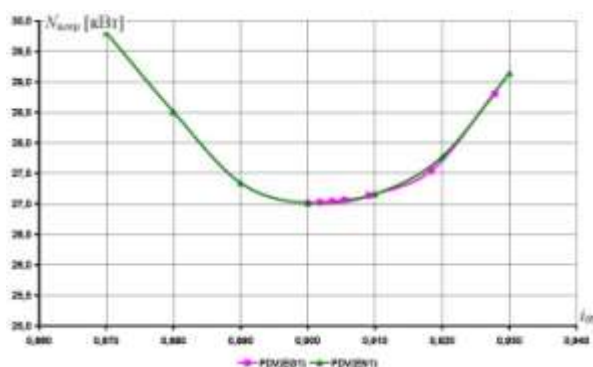


Рис. 10. Влияние ошибки на значения потребляемой ГОТ мощности

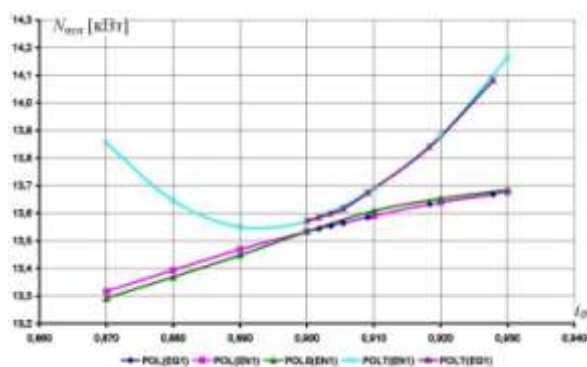


Рис. 11. Влияние ошибки на значения реализуемых суммарных полезных мощностей

На этих графиках в качестве аргумента, характеризующего принятую ошибку в системе управления ГОТ, используется условное передаточное отношение гидропривода передней оси i_{01} автомобиля, которое в общем случае определяется по формуле:

$$i_{01} = \frac{e_{n1}}{e_{m1j}}. \quad (2)$$

На рис. 8 приведен график, характеризующий изменение относительных угловых скоростей колес передней $\bar{\omega}_1$ (на рисунке I11), средней $\bar{\omega}_2$ (I21) и задней $\bar{\omega}_3$ (I31) осей рассматриваемого автомобиля в функции i_{01} . При этом под относительной величиной $\bar{\omega}_j$ угловых скоростей понимается:

$$\bar{\omega}_j = \frac{n_{kj}}{n_{\text{кр}}} = \frac{3 \cdot n_{kj}}{n_{k1} + n_{k2} + n_{k3}}, \quad (3)$$

где n_{kj} – средняя частота вращения колес j -ой оси автомобиля,

$n_{\text{кр}}$ – средняя частота вращения всех колес автомобиля.

Из этого графика видно, что наличие ошибки, возникающей при обработке сигнала управления по величине угловых скоростей вращения колес одной из ведущих осей автомобиля (в нашем случае – передней), приводит к изменению относительных угловых скоростей колес как передней $\bar{\omega}_1$, так средней $\bar{\omega}_2$ и задней $\bar{\omega}_3$ осей автомобиля. Причем величина этих изменений не зависит от того, у какого из параметров регулирования (насоса $e_{н1}$ (на рисунке EN1) или гидромотора $e_{м1j}$ (EG1)) возникло отклонение от базовой величины (графики I11(EG1) и I11(EN1), I21(EG1) и I21(EN1), I31(EG1) и I31(EN1) совпадают).

Из графиков, приведенных на рис. 9, видно, что следствием ошибки в работе СААУ может стать изменение знака перепада давления (DPN1 или DPN2 и DPN3) на основном насосе гидропривода ведущих колес соответствующей оси автомобиля (в нашем случае – это при $i_{01} < 0,892$ и при $i_{01} > 0,92$). Очевидно, что в этих случаях в ГОТ рассматриваемого автомобиля возникает межосевая циркуляция мощности.

Из рис. 10 видно, что при возникновении рассогласования в работе передней оси рассматриваемого автомобиля (при отклонении i_{01} от значения, равного 0,9) происходит существенное увеличение мощности (PDV), потребляемой ГОТ, обусловленное возрастанием потерь при увеличении перепада давления в соответствующих приводах.

На рис. 11 показаны соответствующие графики изменения суммарных полезных мощностей, реализуемой гидроприводами ГОТ (POLT) и реализуемой ведущими колесами автомобиля (POLS), с учетом возникающей циркуляции мощности, а также мощности (POL), необходимой для движения автомобиля в данных условиях с рассматриваемой скоростью.

На рисунке 12 показаны изменения КПД ГОТ (KPDT) и показателей эффективности (K_N (KPD) и $K_{N\Sigma}$ (KPDS)) (расчетные формулы для их определения приведены в работах [6, 7]) в функции i_{01} .

Из этого графика видно, что при движении рассматриваемого автомобиля в принятых условиях с заблокированной ГОТ отклонение значения i_{01} передней оси на 3% от базового приводит к уменьшению показателя эффективности K_N на 6%.

Полученный результат указывают на то, что проектируемая СААУ ГОТ автомобиля в рассмотренных условиях движения должна иметь достаточно высокую точность отработки управляющих сигналов, изменяющих величины параметров регулирования рабочих объемов гидромашин ГОТ. В противном случае возникающая погрешность в реализации управляющего сигнала приводит к значительным потерям энергии.

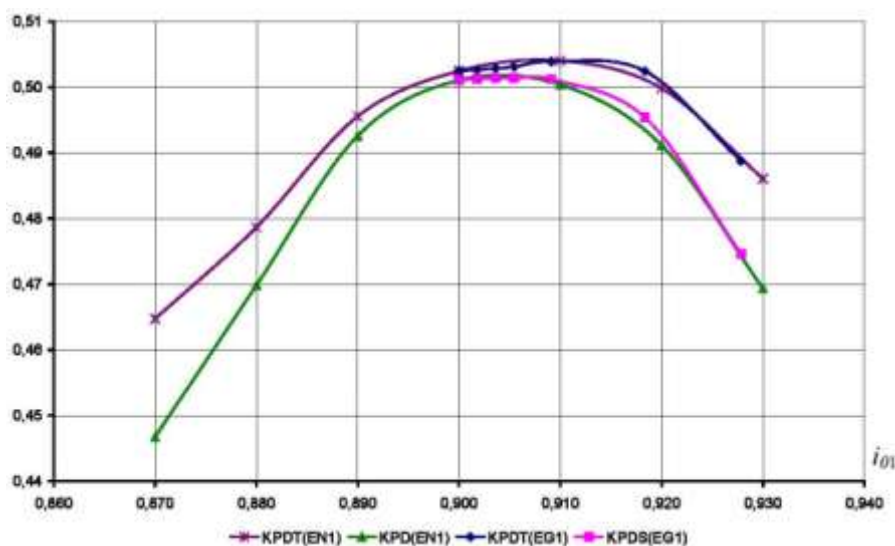


Рис. 12. Влияние ошибки на значения параметров, характеризующих эффективность работы ГОТ и всего автомобиля

С другой стороны в реальных условиях эксплуатации многоприводных колесных машин рассогласование в работе их ведущих колес может быть обусловлено и другими факторами (такими как: различие нормальных нагрузок на колеса, разные значения давления воздуха в шинах, преодоление профильных неровностей дороги и т.п.). Учитывая это, предлагается строить СААУ ГОТ рассматриваемого автомобиля не как следящую систему по величинам параметров регулирования рабочих объемов гидромашин ГОТ, а как систему регулирования, обеспечивающую необходимые выходные рабочие параметры, характеризующие условия работы ведущих колес автомобиля. Поиску этих параметров и аргументов, их определяющих, посвящены дальнейшие разделы статьи.

4. Разработка предложений по совершенствованию системы управления ГОТ рассматриваемого автомобиля

На основании анализа результатов проведенных исследований был разработан «Способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства», на который получен патент РФ на изобретение № 2397893 от 27.08.2010 [8].

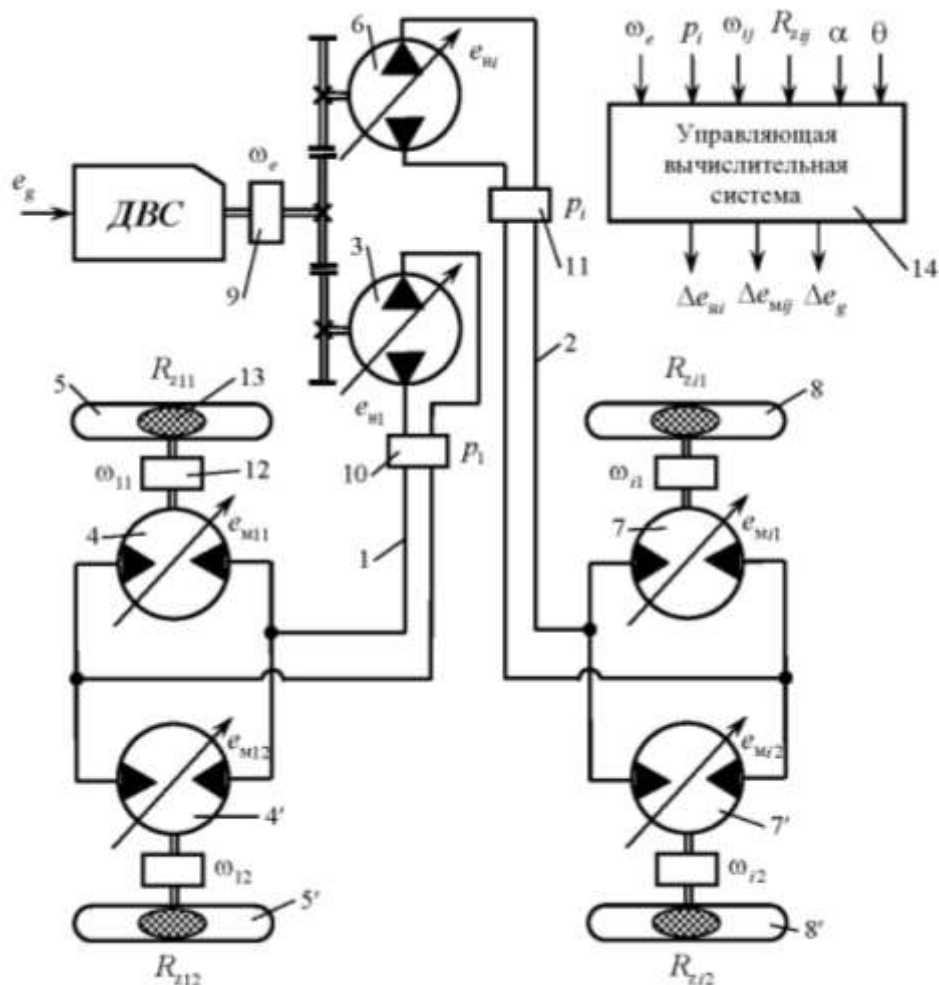
В запатентованном способе автоматическое адаптивное управление бесступенчатой трансмиссией многоприводной колесной машины (в общем случае, независимо от используемого типа привода) реализуется за счет включения в СААУ корректирующих цепей, обеспечивающих минимизацию отклонений контролируемых параметров, характеризующих условия работы каждого ведущего колеса машины, от их базовых значений. В качестве этих базовых значений предложено использовать средние величины соответствующих контролируемых параметров для колес одной оси и для колес всего автомобиля.

При этом контролируемыми параметрами, отклонения которых минимизируются названными корректирующими цепями СААУ, являются:

- частоты вращения ведущих колес машины, скорректированные в зависимости от угла поворота рулевого колеса,

- В описании патента доказывається, що досягнення заявленої в цьому способі управління цілі зменшує ймовірність виникнення міжосевої циркуляції потужності в заблокованій трансмісії багатоприводної колесної машини, нормалізує роботу приводів трансмісії і двигунів, зменшує навантажувальність її агрегатів, а значить, знижує в ній втрати енергії і покращує маневренність машини.

Из рис. 13 видно, что трансмиссия многоприводного колесного транспортного средства состоит из нескольких гидроприводов вращательного движения с замкнутой циркуляцией (гидроконтуры 1 и 2). Каждый из них содержит основной регулируемый насос (3 или 6) и по два гидромотора (4 и 4' или 7 и 7'), включенные параллельно и связанные каждый со своим ведущим колесом (5 и 5' или 8 и 8') одной оси машины.



Машины и Установки: проектирование, разработка и эксплуатация.

Для получения информации, необходимой для управления режимом работы трансмиссии, СААУ содержит систему измерения параметров, характеризующих режим работы гидроприводов, входящих в состав трансмиссии, и условия качения колес транспортного средства (ТС). Она включает датчик 9 угловой скорости ω_e вращения коленчатого вала двигателя ТС, датчики 10 и 11 перепадов давлений p_i , создаваемых насосами 3 и 6 соответственно, датчики 12 угловых скоростей ω_{ij} вращения ведущих колес машины и устройства 13, позволяющие судить о нормальных усилиях R_{zij} , возникающих в пятне контакта этих колес с опорной поверхностью. Так же она содержит датчик положения педали акселератора α и датчик угла θ поворота рулевого колеса (на рис. 13 условно не показаны).

Система измерения подключена к управляющей вычислительной системе (УВС) 14, обрабатывающей сигналы, характеризующие измеренные параметры, вычисляющей их средние значения для гидроприводов, ведущих колес одной оси и для машины в целом, которые считаются базовыми. УВС сравнивает сигналы, соответствующие величинам измеренных параметров, с базовыми значениями, определяет соответствующие сигналы рассогласования контролируемых параметров и формирует сигналы управления в виде приращений соответствующих параметров регулирования Δe_{ni} , Δe_{mij} и Δe_g .

УВС, выполненная в виде комплекса вычислительных блоков, обеспечивающих выполнение перечисленных выше функций, (рис. 14) содержит вычислитель рассогласований 15 в состав которого входят:

- блоки 16 по одному на каждый канал, через которые поступают сигналы от датчиков системы измерения. Блоки 16 обеспечивают осреднение (фильтрацию) этих сигналов за принятый промежуток времени для уменьшения влияния случайных возмущений на процесс управления;
- блок 17 вычисляет сигнал, соответствующий среднему перепаду давления $\bar{p}$ в гидроприводах;
- блок 18 (по одному на каждую ведущую ось машины) вычисляет сигнал, соответствующий среднему нормальному усилию $\bar{R}_{zi}$, возникающим в пятнах контакта колес этой оси с опорной поверхностью;
- блок 19 вычисляет сигнал, соответствующий среднему нормальному усилию $\bar{R}_z$, возникающим в пятнах контакта всех колес транспортного средства с опорной поверхностью;
- блок 20 (по одному на каждую ведущую ось машины) вычисляет сигнал, соответствующий средней угловой скорости $\bar{\omega}_i$ вращения колес этой оси;
- блок 21 вычисляет сигнал, соответствующий средней угловой скорости $\bar{\omega}$ вращения всех ведущих колес транспортного средства;

- блок 22 (по одному на каждый гидропривод) вычисляет сигнал, соответствующий величине рассогласования Δp_i между перепадом давления $\bar{p}_i$ в этом гидроприводе и скорректированным его средним значением $\bar{p}$ в гидроприводах, по формуле

$$\Delta p_i = \bar{p}_i - \bar{p} \cdot \frac{\bar{R}_{zi}}{\bar{R}_z};$$

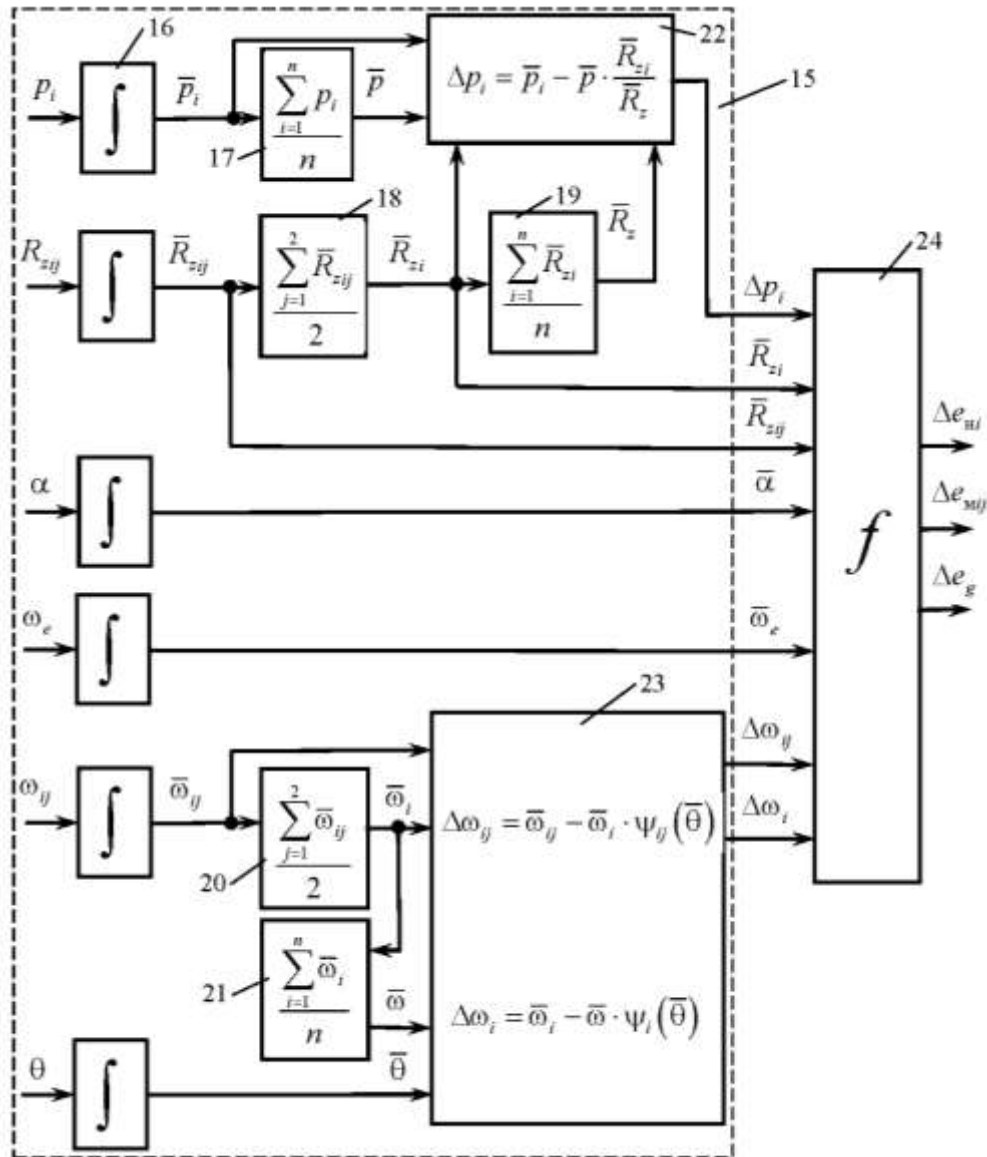


Рис. 14. Блок-схема УВС устройства [9]

- блок 23 вычисляет сигналы, характеризующие величину рассогласования $\Delta \omega_{ij}$ между угловой скоростью $\bar{\omega}_{ij}$ вращения данного ведущего колеса и скорректированным средним его значением $\bar{\omega}_i$ для ведущих колес данной оси, по формуле:

$$\Delta \omega_{ij} = \bar{\omega}_{ij} - \bar{\omega}_i \cdot \psi_{ij}(\bar{\theta}) \quad (\text{для каждого ведущего колеса машины}), \text{ а также сигналы,}$$

соответствующие величине рассогласования $\Delta\omega_i$ между средним значениям угловой скорости $\bar{\omega}_i$ вращения колес данной ведущей оси и скорректированным средним его значением $\bar{\omega}$ для ведущих колес всего транспортного средства, по формуле: $\Delta\omega_i = \bar{\omega}_i - \bar{\omega} \cdot \psi_i(\bar{\theta})$ (для каждой ведущей оси машины). В приведенных формулах $\psi_{ij}(\bar{\theta})$ – корректирующий коэффициент базового сигнала $\bar{\omega}_i$ j -ого ведущего колеса i -ой оси машины при ее криволинейном движении, зависящий от угла поворота рулевого колеса (при движении по прямой $\psi_{ij}(\bar{\theta}) = 1$); $\psi_i(\bar{\theta})$ – корректирующий коэффициент базового сигнала $\bar{\omega}$ ведущих колес i -ой оси машины при ее криволинейном движении, зависящий от угла поворота рулевого колеса (при движении по прямой $\psi_i(\bar{\theta}) = 1$).

Следует отметить, что приведенное выше описание блоков 22 и 23, входящих в состав вычислителя рассогласований 15, соответствует ТС с одинаковыми ведущими колесами при одинаковом значении давления воздуха в них. Если это не так, то в приведенных формулах должны быть внесены соответствующие изменения.

Кроме вычислителя рассогласований 15 в УВС согласно описанию рассматриваемого патента входит функциональный блок 24, формирующий необходимые коррекции каждого сигнала управления, соответствующие требуемым приращениям параметров регулирования Δe_{ni} , Δe_{mij} и Δe_g . В функциональном блоке 24 реализуются функции вычисления по следующим формулам:

- сигнал, соответствующий необходимому изменению параметра регулирования рабочего объема основного насоса, вычисляющийся по формуле: $\Delta e_{ni} = \Delta e_{n0} - k_{pn} \cdot \Delta p_i - k_{\omega n} \cdot \Delta \omega_i$ (для каждого гидропривода трансмиссии), где: Δe_{n0} – приращение сигнала управления, одинаковое для всех регулируемых насосов гидроприводов, определяющееся по величине угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя ТС и положению педали акселератора; k_{pn} – коэффициент передачи канала управления по сигналу рассогласования Δp_i ; $k_{\omega n}$ – коэффициент передачи канала управления по сигналу рассогласования $\Delta \omega_i$;

- приращение сигнала управления, соответствующее необходимому изменению параметра регулирования рабочего объема данного гидромотора, определяющееся по формуле: $\Delta e_{mij} = \Delta e_{m0} + k_{pm} \cdot \Delta p_i \cdot \frac{\bar{R}_{zij}}{\bar{R}_{zi}} + k_{\omega m} \cdot \Delta \omega_i - k_{\omega mj} \cdot \Delta \omega_{ij}$ (для каждого

гидромотора), где: Δe_{m0} – приращение сигнала управления, одинаковое для всех регулируемых гидромоторов гидроприводов, определяющееся по величине угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя ТС и положению педали акселера-

тора; k_{pm} – коэффициент передачи канала управления к сигналу рассогласования Δp_i ; $\bar{R}_{zij}$ – значение сигнала, характеризующее нормальное усилие в пятне контакта j -ого ведущего колеса i -ой оси машины с опорной поверхностью; $k_{\omega m}$ – коэффициент передачи канала управления к сигналу рассогласования $\Delta \omega_i$; $k_{\omega m j}$ – коэффициент передачи канала управления к сигналу рассогласования $\Delta \omega_{ij}$.

Полученные таким образом сигналы в результате алгебраического суммирования корректируют величины сигналов управления, поступающие на входы каждого из исполнительных устройств, изменяющих рабочие объемы насосов и гидромоторов.

Отметим, что в данной статье вопросы регулирования режима работы двигателя ТС не рассматриваются. Поэтому здесь не раскрывается способ формирования приращений параметра регулирования Δe_g , заложенный в рассматриваемых патентах [8, 9].

Итак, предложенное устройство [9] позволяет реализовать разработанный способ адаптивного управления [8] для полнопоточной заблокированной ГОТ к текущим условиям движения колесной многоприводной машины, основанный на том, что в нем в течении принятого оперативного промежутка времени УВС определяет величины базовых сигналов по каждому из отслеживаемых параметров, сравнивает их в процессе движения ТС с соответствующими величинами отслеживаемых параметров, характеризующих режим работы гидроприводов, входящих в ГОТ, и ведущих колес ТС, и формирует в соответствии с заложенными в систему функциональными зависимостями управляющие сигналы. В результате обеспечивается требуемый режим работы каждого ведущего колеса в данных условиях движения машины.

5. Проверка эффективности предлагаемой СААУ на рассматриваемом полноприводном автомобиле с полнопоточной ГОТ

За основу при проведении данного анализа принята предложенная авторами работ [1, 10, 11] для автомобиля «Гидроход-49061» автоматическая система управления, структурная схема которой приведена на рис. 15.

Система управления, показанная на рис. 15, по мнению авторов работы [1] должна осуществлять управление как приводом ведущих колес данного автомобиля, так и режимом работы его двигателя. Поэтому она состоит из двух подсистем:

- подсистемы управления передаточным отношением привода каждого из ведущих колес автомобиля в соответствии с условиями их работы за счет изменения параметров регулирования гидромашин, входящих в состав ГОТ, согласно заложенному алгоритму;
- подсистемы управления двигателем, которая должна в данных условиях движения автомобиля обеспечивать работу двигателя по известной регуляторной характеристике минимального потребления топлива.

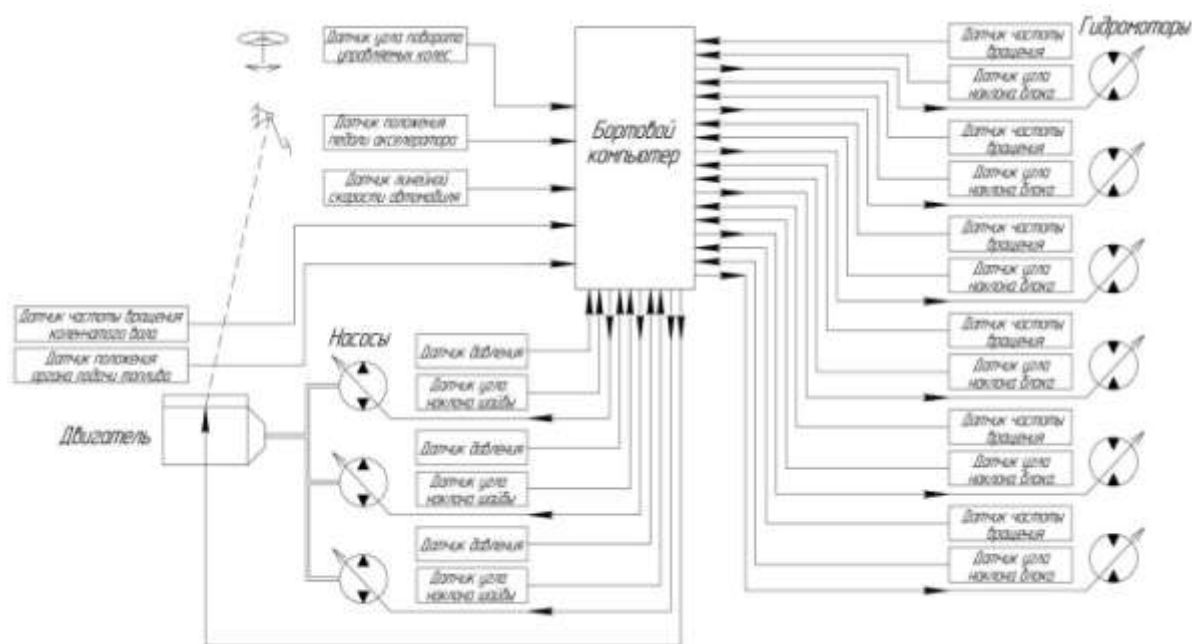


Рис. 15. Структурная схема автоматической системы управления ГОТ, предложенная авторами работы [1]

Как уже отмечалось, в данной статье анализируются требования, предъявляемые к подсистеме управления приводом ведущих колес автомобиля, поэтому работа подсистемы управления режимом работы двигателя здесь не рассматривается. При этом предполагается, что двигатель автомобиля работает на своей внешней характеристике.

Сравнение схемы приведенной на рис. 15 с конструкцией предложенного устройства [9], описание которого приведено выше, показывает, что для обеспечения согласованной работы ведущих колес рассматриваемого автомобиля в отмеченных выше случаях (параграф 4 статьи) и уменьшения на основе этого вероятности возникновения межосевой циркуляции мощности в гидроприводах блокированной ГОТ, рекомендуется включить в существующую систему управления ГОТ корректирующие цепи [12], которые следует рассматривать как элементы системы адаптации ГОТ рассматриваемого автомобиля к условиям его движения.

Эти корректирующие цепи должны обеспечивать необходимое изменение параметров регулирования рабочих объемов основных насосов e_{ni} и гидромоторов e_{mij} , в функции возникающих отклонений перепадов давлений Δp_i на основных насосах в каждом гидроприводе, средних значений угловых скоростей $\Delta \omega_i$ вращения колес каждой оси и угловых скоростей $\Delta \omega_{ij}$ вращения каждого ведущего колеса автомобиля от их базовых значений.

Заметим, что эти параметры (Δp_i , $\Delta \omega_i$ и $\Delta \omega_{ij}$) могут быть определены на основании сигналов датчиков обратных связей, имеющихся в системе управления ГОТ (рис. 15) рассматриваемого автомобиля, предложенной авторами работы [1]. Этими датчиками яв-

ляются датчики давлений, установленные на основных насосах, и датчики, контролирующие частоты вращения валов гидромоторов.

При этом для работы предлагаемых корректирующих цепей не требуются сведений о фактических значениях параметров регулирования рабочих объемов гидромашин. То есть сигналы с показанных на рис. 15 датчиков угла наклона шайб регулируемых насосов и угла наклона блока регулируемых гидромоторов при работе корректирующих цепей в разрабатываемой СААУ не используются.

Проверка эффективности работы предлагаемых корректирующих цепей в СААУ ГОТ рассматриваемого автомобиля проводилась на разработанной математической модели его движения [2].

При этом моделировались два случая:

- 1) случай, возникающий при отсутствии управляющих сигналов от водителя, то есть обусловленный рассогласованиями в работе ведущих колес рассматриваемого автомобиля, образовавшимися либо в результате ошибки при отработке сигнала СААУ, либо в результате изменения условий качения некоторых ведущих колес;
- 2) случай, соответствующий работе ГОТ, управляемой СААУ, снабженной предлагаемыми корректирующими цепями, при разгоне рассматриваемого автомобиля с целью достижения заданного значения его продольной скорости.

На рисунках 16 – 21 приведены графики изменения параметров, характеризующие работу ГОТ и ведущих колес рассматриваемого автомобиля в первом моделируемом случае.

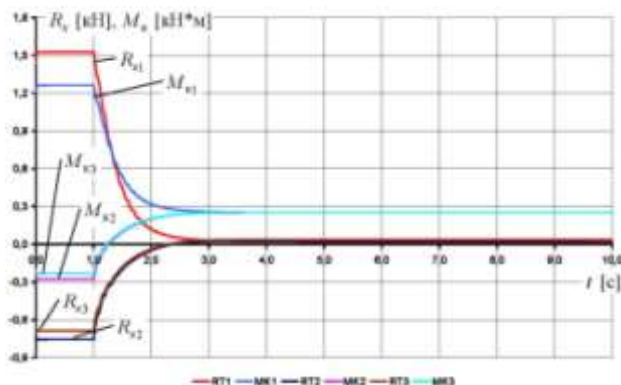


Рис. 16. Изменения сил тяги и моментов на ведущих колесах при работе предлагаемых корректирующих цепей в СААУ ГОТ автомобиля

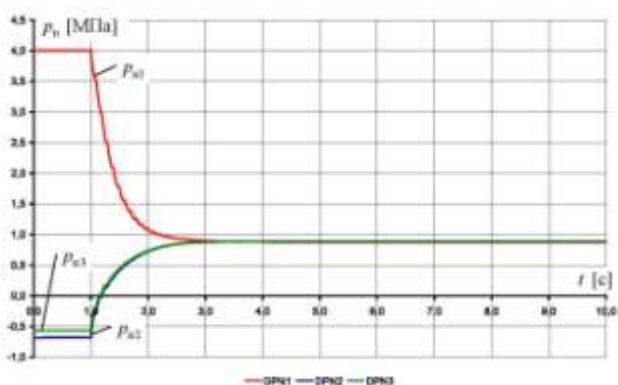


Рис. 17. Изменение перепадов давления на основных насосах при работе предлагаемых корректирующих цепей в СААУ ГОТ автомобиля

Отметим, что при моделировании предполагалось, что корректирующие цепи, предлагаемые для использования в системе управления ГОТ, начинали выполнять свою функцию через 1,0 секунду после начала моделируемого процесса.

В качестве исходного состояния, характеризующего режим работы ГОТ, принят один из рассмотренных выше режимов, возникающий при наличии ошибки при реализации управления рабочим объемом одного из основных насосов гидроприводов, входящих

в ГОТ. При этом параметр регулирования рабочим объемом насоса гидропривода передней оси автомобиля получил значение $e_{н1} = 0,93$, а все остальные параметры управления объемами насосов и гидромоторов соответственно равны: $e_{н2} = e_{н3} = 0,9$, $e_{м1j} = e_{м2j} = e_{м3j} = 1,0$.

Из графика (рис. 16) видно, что до включения в работу корректирующих цепей ведущие колеса переднего моста обеспечивают необходимую тягу для движения автомобиля, а колеса среднего и заднего мостов работают в тормозном режиме. Таким образом, принятые начальные значения параметров регулирования рабочих объемов гидромашин таковы, что в трансмиссии рассматриваемого автомобиля имеет место межосевая циркуляция мощности.

Из графика также видно, что менее чем через две секунды после начала работы предложенных корректирующих цепей отмеченная межосевая циркуляция мощности устраняется, а режим работы всех ведущих колес автомобиля становится близким к режиму свободного качения. Как известно [1, 3], этот режим является самым экономичным режимом работы ведущих колес полноприводной колесной машины, работающей в условиях отсутствия крюковой нагрузки.

На рис. 17 показан характер изменения величин давлений p_{hi} , создаваемых основными насосами гидроприводов, входящих в ГОТ, а на рис. 18 – характер изменения угловых скоростей вращения валов гидромоторов, приводящих соответственно колеса передней, средней и задней осей автомобиля.

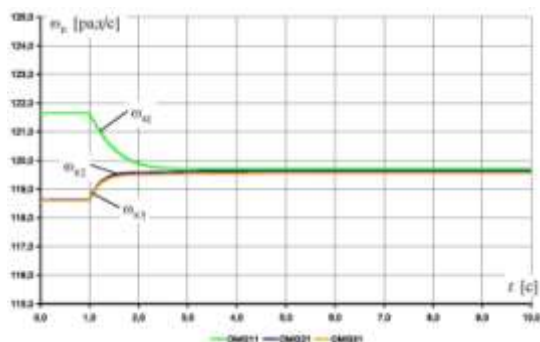


Рис. 18. Изменения угловых скоростей валов гидромоторов при работе предлагаемых корректирующих цепей в СААУ ГОТ автомобиля

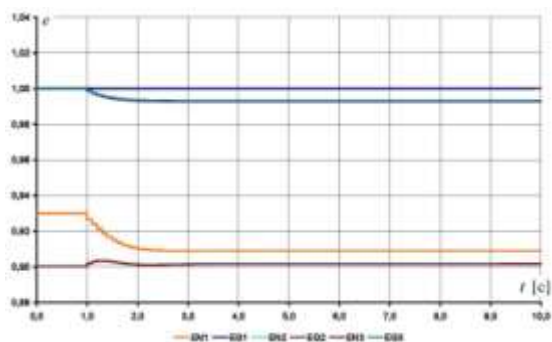


Рис. 19. Изменения параметров регулирования насосов и гидромоторов при работе предлагаемых корректирующих цепей в СААУ ГОТ автомобиля

На рисунке 19 приведены характер изменения и получившиеся после корректировки значения параметров регулирования рабочих объемов насосов e_{hi} ($e_{н1}$, $e_{н2}$, $e_{н3}$) и гидромоторов e_{mij} ($e_{м1}$, $e_{м2}$, $e_{м3}$) в рассматриваемой ГОТ. Из графика видно, что в результате работы предложенных корректирующих цепей автоматически получился вариант значений параметров регулирования рабочих объемов гидромашин, неодинаковый в разных гидроприводах, входящих в ГОТ, соответствующий условиям движения машины.

Из графиков, приведенных на рис. 20, видно, что в результате работы предлагаемых корректирующих цепей при практически не меняющейся продольной скорости движения автомобиля V_x , происходит существенное снижение величины реализуемого момента M_e на валу двигателя (определен по правой шкале графика), равного алгебраической сумме моментов, необходимых для привода основных насосов гидроприводов, входящих в ГОТ. Соответствующим образом меняется и потребляемая ГОТ мощность N_e .

На рис. 21 приведены графики изменения КПД гидроприводов колес передней (η_1), средней (η_2) и задней (η_3) осей автомобиля, КПД ГОТ (KPDТ), а также показателей эффективности K_N (KPD) и $K_{N\Sigma}$ (KPDS).

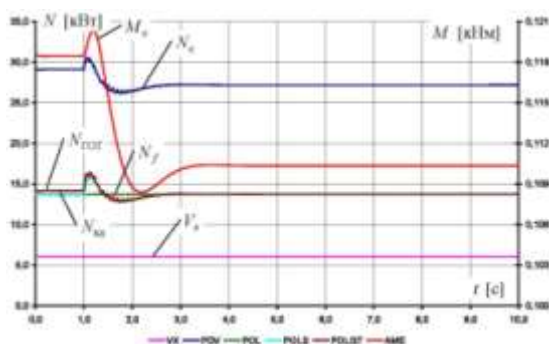


Рис. 20. Изменения продольной скорости и реализуемых мощностей при работе предлагаемых корректирующих цепей в СААУ ГОТ автомобиля

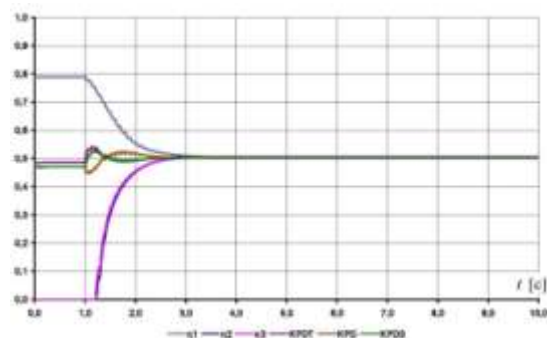


Рис. 21. Изменения КПД гидроприводов и показателей эффективности автомобиля при работе предлагаемых корректирующих цепей в СААУ ГОТ

Из графиков, приведенных на рис. 20 и 21, видно, что в результате работы СААУ:

- мощность N_e , потребляемая ГОТ у двигателя рассматриваемого автомобиля, уменьшилась с 29,1 кВт до 27,2 кВт (снижение составило около 2 кВт или на $\sim 7\%$);
- значение показателя K_N эффективности реализации мощности, снимаемой с вала двигателя для движения автомобиля в рассмотренных условиях, возросло на $\sim 3,4\%$.

Обусловлено это тем, что в результате выполненной коррекции была практически ликвидирована имевшаяся в трансмиссии автомобиля циркуляция мощности, снизились значения передаваемых в ней усилий, а значит, уменьшились потери.

Проверка эффективности работы СААУ во втором анализируемом случае заключалась в проведении исследований, связанных с анализом работы СААУ, снабженной предлагаемыми корректирующими цепями, при разгоне рассматриваемого автомобиля. При этом проводилось моделирование процесса набора рассматриваемым автомобилем продольной скорости V_x от минимальной (при $e_{hi} = 0,01$) до величины, заданной водителем (до $V_0 = 6$ м/с). Результатом данных исследований является определение требований к величинам коэффициентов, характеризующих чувствительность СААУ к рассогласованию

регулируемых параметров, а также к значениям максимальных величин управляющих сигналов и периодичности их подачи. Данные параметры, как известно из теории автоматического управления, оказывают существенное влияние на устойчивость СААУ.

В результате проведенных пробных расчетов было принято, что периодичность подачи управляющего сигнала, а значит, и периодичность опроса датчиков контролируемых величин составляет 0,1 секунды.

Кроме этого, с целью имитации плавности нарастания управляющего сигнала, поступающего со стороны водителя, принято, что заданное значение скорости V_0 , до которой следует довести реальную скорость автомобиля V_x , может изменяться либо по линейному закону в функции времени, либо по закону квадратичной параболы. Причем в первом случае V_0 становится равной 6 м/с (принятая при исследовании величина) через 1 секунду после начала изменения, а во втором – через 1,44 секунды.

Очевидно, что в обоих случаях нарастание заданного значения скорости V_0 происходит быстрее, чем увеличение реальной скорости автомобиля V_x . В связи с этим величина рассогласования по этому параметру может в СААУ вызвать появление существенных по величине сигналов управления Δe_{ni} и Δe_{mij} , подаваемых на вход устройств, управляющих величиной параметров регулирования рабочих объемов гидромашин, а следовательно, возникновению динамических перегрузок в элементах ГОТ. В связи с этим, для смягчения работы СААУ, обусловленной влиянием этого фактора, предлагается ввести ограничение по величине сигнала управления при его одновременной подаче. Определение значения такого ограничения является одной из целей исследований.

На рисунках 22, 23 и 24 для сравнения показаны графики изменения параметров, характеризующих движения рассматриваемого автомобиля при разгоне для разной интенсивности нарастания сигнала задания V_0 и в зависимости от наличия и величины ограничения сигнала управления при его подаче.

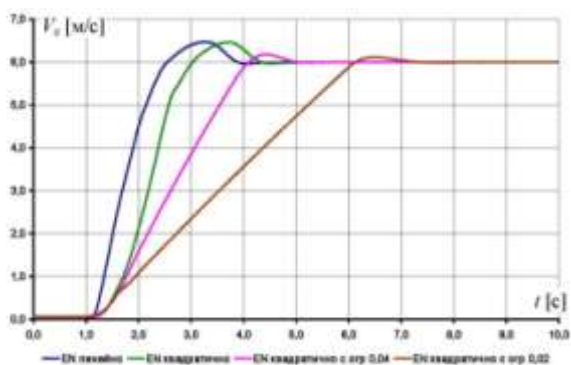


Рис. 22. Характер набора величины продольной скорости V_x автомобилем

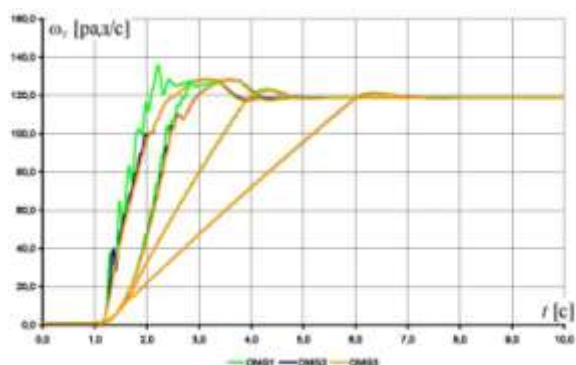
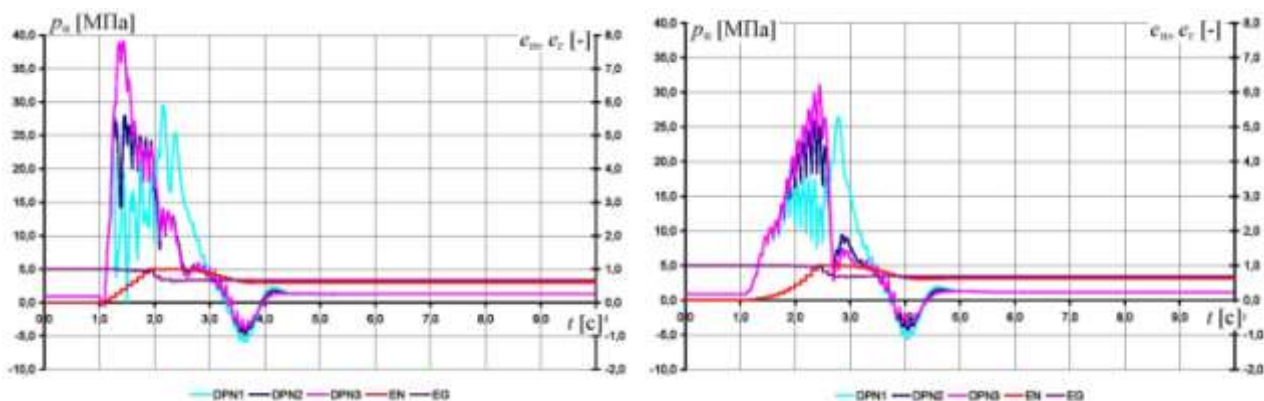


Рис. 23. Характер изменения угловых скоростей вращения валов гидромоторов, приводящих колеса передней, средней и задней осей автомобиля

Заметим, что в течение первой секунды расчета происходит уточнение начальных значений переменных величин. Поэтому сигнал управления со стороны водителя поступает, начиная с момента текущего времени расчета равного 1 секунде.

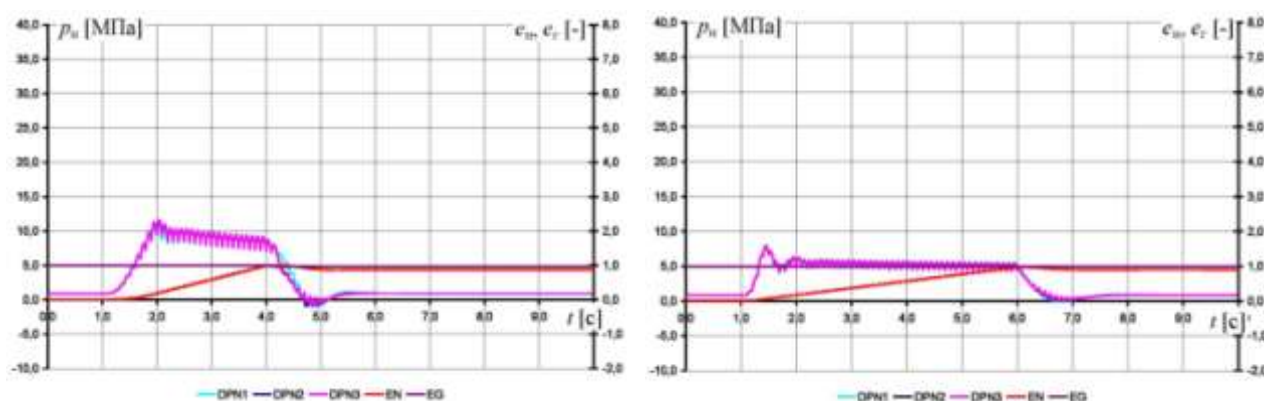
На рис. 22 показан характер набора скорости V_x автомобилем при этом, на рис. 23 – соответствующие изменения угловых скоростей вращения валов гидромоторов, приводящих колеса передней, средней и задней осей, а на рис. 24 – соответствующие изменения перепадов давления на основных насосах гидроприводов ГОТ. На рис. 24 кроме этого показаны получившиеся в результате работы СААУ изменения параметров регулирования насосов e_{ni} (EN) и гидромоторов e_{mij} (EG) ГОТ. Величины EN и EG на графиках отсчитываются по левой шкале.

Анализ этих графиков показывает, что, если не используется ограничение по величине нарастания сигнала управления, то исследуемая СААУ не в полной мере реализует свое назначение, а именно: предлагаемые корректирующие цепи не успевают за динамикой возникающих в ГОТ процессов.



а) линейное нарастание

б) квадратичное нарастание



в) квадратичное нарастание с ограничением до 0,04

г) квадратичное нарастание с ограничением до 0,02

Рис. 24. Характер изменения перепадов давления на основных насосах гидроприводов ГОТ автомобиля

Следствием этого являются опережение в наборе частоты вращения колесами передней оси автомобиля по сравнению с набором частоты вращения колес средней и задней

осей и существенные различия в характере изменений перепадов давлений на основных насосах гидроприводов. Причина этого в том, что при столь интенсивном разгоне автомобиля колеса его передней оси разгружаются и в результате на них уменьшается реализуемый момент, а значит, уменьшается перепад давления на основном насосе в соответствующем гидроприводе. СААУ реагирует на это, увеличивая частоту вращения колес передней оси автомобиля, однако компенсировать недобор давления в этом приводе из-за быстротечности процессов и недостаточно надежного контакта колес этой оси с опорной поверхностью ей не удается.

Использование же ограничения по величине нарастания сигнала управления позволяет снизить динамику процессов, и как показали пробные расчеты, начиная с величины ограничения, равного 0,04, быстродействия СААУ оказывается достаточно, чтобы предлагаемые корректирующие цепи компенсировали возникающие рассогласования в системе. Интенсивность набора скорости автомобилем при этом уменьшается незначительно.

Более жесткие ограничения по величине нарастания сигнала управления, по всей видимости, не целесообразны, так как это приводит к существенному увеличению времени разгона автомобиля до необходимой скорости.

Таким образом, на основании приведенных результатов исследований математической модели автомобиля «Гидроход-49061», снабженного предложенной СААУ его ГОТ, можно сделать вывод о принципиальной возможности реализации такой СААУ.

Предлагаемые для использования в СААУ корректирующие цепи позволяют в разных условиях эксплуатации рассматриваемого автомобиля исключить при заблокированном варианте ГОТ возникновение в ней циркуляции мощности и благодаря этому повысить тягово-энергетические показатели автомобиля без потери проходимости.

Заключение

В результате математического моделирования установлено, что проектируемая система управления ГОТ рассматриваемого автомобиля должна иметь достаточно высокую точность отработки управляющего сигнала в плане слежения за величинами параметров регулирования рабочих объемов гидромашин ГОТ. Объясняется это тем, что возникающая погрешность в реализации управляющего сигнала (менее 3%) приводит в рассмотренных условиях движения автомобиля к существенному рассогласованию в работе ведущих колес автомобиля и к заметному снижению его тягово-энергетических показателей (более чем на 6%) из-за возникающей в ГОТ межосевой циркуляции мощности.

Кроме этого, как известно, в реальных условиях эксплуатации многоприводных колесных машин рассогласование в работе их ведущих колес может быть обусловлено и другими факторами (например, изменением нормальных нагрузок на колеса, разными значениями давления воздуха в шинах, преодолением профильных неровностей дороги и т.п.). В связи с этим рекомендуется в создаваемой СААУ ГОТ отказаться от слежения за величинами параметров регулирования, которыми являются рабочие объемы гидромашин, используемых в ГОТ, а обеспечивать регулирование режима работы ГОТ по выходным

параметрам, в качестве которых предлагается использовать угловые скорости вращения ведущих колес (валов гидромоторов) и перепады давлений на основных насосах гидроприводов, выходящих в ГОТ, с учетом изменения действительной развесовки рассматриваемого автомобиля во время движения.

При этом предлагается СААУ ГОТ рассматриваемого автомобиля создавать по принципам двухуровневого регулирования, включающего кинематический (основной уровень), обеспечивающий в первом приближении необходимые значения частот вращения ведущих колес машины в данных условиях, и силовой (уровень коррекции), который в пределах зоны нечувствительности кинематического уровня регулирования стремится обеспечить оптимальное распределение моментов на ведущих колесах автомобиля в данных условиях. В качестве критерия оптимальности в рассматриваемом варианте полнопоточной ГОТ при силовом регулировании рекомендуется принять пропорциональность перепадов давлений на насосах, входящих в ГОТ, возникающему на автомобиле распределению веса между его осями.

Данные математического моделирования показали, что в результате использования предложенных корректирующих цепей в системе автоматического адаптивного управления блокированной ГОТ имеющиеся рассогласования в работе ведущих колес различных осей рассматриваемого автомобиля были устранены, а следовательно, ликвидирована возникающая при этом в ГОТ межосевая циркуляция мощности. Результатом работы предложенных корректирующих цепей стало увеличение в моделируемом случае значения показателя эффективности реализации мощности, снимаемой с вала двигателя для движения рассматриваемого автомобиля, на 3,4%, что соответствует 7% снижению потребляемой у двигателя для этого мощности.

Предложенный для разрабатываемой СААУ способ формирования управляющих сигналов ГОТ с использованием ограничений по частоте их подачи и величине максимального значения позволяет снизить динамику процессов, сопровождающих регулирование режима работы трансмиссии машины, и уменьшить вероятность возникновения в ней автоколебаний регулируемых величин. Результатом этого является снижение нагрузок, воспринимаемых элементами трансмиссии, а следовательно, повышение надежности и долговечности как этих элементов, так и многоприводной колесной машиной в целом, а также уменьшение разрушающего воздействия ведущих колес машины на грунт при ее движении по бездорожью.

Список литературы

1. Шухман С.Б., Соловьёв В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колёс автомобилей высокой проходимости / под общ. ред. д.т.н. проф. С.Б. Шухмана. – М.: Агробизнесцентр, 2007. 336 с.
2. Лепешкин А.В. Математическая модель движения автомобиля «Гидроход-49061» с гидрообъемной трансмиссией в условиях недеформируемой опорной поверхности //

- Хроники объединенного фонда электронных ресурсов «Наука и образование». 2010. №9. С.1.
3. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. М.: Агроконсалт, 2013. 612 с.
 4. Лепешкин А.В., Курмаев Р.Х. Повышение точности математической модели движения колесной машины на основании использования результатов ее испытаний // Известия МГТУ «МАМИ». 2009. № 1(7). С. 46–56.
 5. Лепешкин А.В., Курмаев Р.Х. Влияние межосевого рассогласования в системе управления бесступенчатой трансмиссией трехосного полноприводного автомобиля на эффективность его работы // Известия МГТУ «МАМИ». 2007. № 2 (4). С. 105–114.
 6. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин // Автомобильная промышленность. 2010. № 10. С. 19–23.
 7. Лепешкин А.В. Показатели оценки эффективности передачи и преобразования энергии трансмиссией и двигателем колесной машины // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 11. С. 29–36.
 8. Бахмутов С.В., Лепешкин А.В., Шухман С.Б. Способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства: патент 2397893 Российская Федерация. 2010. Бюл. №24. 13 с.
 9. Бахмутов С.В., Лепешкин А.В., Шухман С.Б., Курмаев Р.Х. Устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой гидрообъемной трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства: патент 2398149 Российская Федерация. 2010. Бюл. №24. 19 с.
 10. Курмаев Р.Х., Малкин М.А. Улучшение энергетических и экологических показателей полноприводных автомобилей с гидрообъемной трансмиссией за счёт оптимального построения электронной системы управления // Известия МГТУ «МАМИ». 2008. № 2(6). С. 51–56.
 11. Шухман С.Б., Бахмутов С.В., Маляревич В.Э. Схемные решения автоматического управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС // Автомобильная промышленность. 2007. № 3. С. 15–18.
 12. Бахмутов С.В., Лепешкин А.В., Шухман С.Б., Курмаев Р.Х. Корректирующие алгоритмы для системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС при прямолинейном его движении // Автомобильная промышленность. 2010. № 1. С. 14–18.

Automatic Adaptive Control of Full-Flow Hydrostatic Transmission for Tri-axial All-Wheel Drive Vehicle

A.V. Lepeshkin^{1,*}

^{*}lep@mami.ru

¹Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI),
Moscow, Russia

Keywords: all-wheel drive vehicle, hydrostatic transmission, automatic adaptive control of wheel drive

The article presents the research results aimed at theoretical justification of requirements for automatic adaptive control systems (AACS) to be the basis of developed intelligent transmissions of multi-drive wheeled all-terrain vehicles.

To conduct studies was used a specially developed mathematical model of motion of tri-axial all-wheel drive vehicle “Gidrohod-49061”, equipped with CVT full flow hydrostatic transmission (HST) on a non-deformable support surface. This mathematical model is to simulate different operating conditions of the vehicle, which are a consequence both of disturbances from the road and of control actions from the driver and AACS.

The article presents some results of theoretical and experimental studies to prove the adequacy of the developed mathematical model.

The results analysis of mathematical modeling proved conclusively that one of the main tasks to be solved owing to developed AACS of intelligent transmission of multi-drive wheeled vehicle is to reduce the mismatch value in operation of drive wheels.

It is shown that the reasons for these mismatches can be either AACS error when processing control signals or other factors that characterize operating conditions of the drive wheels. Therefore, the paper proposes to develop a tracking control system of HST of the considered vehicle using the output parameters characterizing operation conditions of its drive wheels rather than the values of control parameters of hydraulic working volumes. As output parameters, it is proposed to use the speed of the drive wheels (hydro-motor shafts) and pressure drop in the main pump hydraulic drives, coming to HST.

Therefore it is proposed to develop HST AACS of the vehicle under consideration, as a system of two-level regulation, including the kinematic (main level) and power (level of correction) circuits. The former provides, at the first approximation, the required values of the drive wheel speeds in the given conditions, and the latter, within the dead zone of the former, seeks to provide the optimum torque distribution to the wheels in these conditions.

References

1. Shukhman S.B., Solov'ev V.I., Prochko E.I. *Teoriya silovogo privoda koles avtomobilei vysokoi prokhodimosti* [The theory of the power wheel drive of all-terrain vehicles]. Moscow, Agrobiznestsentr Publ., 2007. 336 p. (in Russian).
2. Lepeshkin A.V. Mathematical model of vehicle motion of "Gidrohod-49061" with hydrostatic transmission on non-deformable support surface. *Khroniki ob"edinennogo fonda elektronnykh resursov «Nauka i obrazovanie» = Chronicles of the United Fund of electronic resources "Science and Education"*, 2010, no.9, pp. 1.
3. Belousov B.N., Shukhman S.B. *Prikladnaya mekhanika nazemnykh tyagovo-transportnykh sredstv s mekhatronnymi sistemami* [Applied mechanics of ground towing vehicles with mechatronic systems]. Moscow, Agrokonsalt Publ., 2013, 612 p. (in Russian).
4. Lepeshkin A.V., Kurmaev R.Kh. Accuracy Enhancement for Vehicle Motion Mathematical Model on the Basis of Test Results. *Izvestiya MGTU "MAMI" = Proceeding of MSTU MAMI*, 2009, no. 1(7), pp. 46–56. (in Russian).
5. Lepeshkin A.V., Kurmaev R.Kh. Influence of axle misalignment in the control system of the continuously variable transmission of a three-axle all-wheel drive vehicle on its operation efficiency. *Izvestiya MGTU "MAMI" = Proceeding of MSTU MAMI*, 2007, no. 2(4), pp. 105-114. (in Russian).
6. Lepeshkin A.V. Criteria for assessing of energy efficiency of multidrive wheeled vehicles. *Avtomobil'naya promyshlennost' = Automotive industry*, 2010, no. 10, pp. 19-23. (in Russian).
7. Lepeshkin A.V. Indices for efficiency estimation of energy transfer and conversion by transmission and mover of wheeled vehicle. *Traktory i sel'khoz mashiny = Tractors and Agricultural Machinery*, 2014, no. 11, pp. 29–36. (in Russian).
8. Bakhmutov S.V., Lepeshkin A.V., Shukhman S.B. *Sposob avtomaticheskogo adaptivnogo upravleniya besstupenchatoi transmissiei mnogoprivodnogo transportnogo sredstva* *Traktory i sel'khoz mashiny* [The method of automatic adaptive control of continuously variable transmission of multidrive vehicle]. Patent RF, no. 2397893, 2010. (in Russian).
9. Bakhmutov S.V., Lepeshkin A.V., Shukhman S.B., Kurmayev R.K. *Ustroystvo avtomaticheskogo adaptivnogo upravleniya besstupenchatoy gidroobyemnoy transmissiyei mnogoprivodnogo kolesnogo transportnogo sredstva*. [Design of the automatic adaptive control of continuously variable hydrostatic transmission multidrive wheeled vehicle]. Patent RF, no. 2398149, 2010. (in Russian).
10. Kurmayev R.K., Malkin M.A. Improvement of Ecological and Energy Indexes of FWD Vehicles with Hydrostatic Transmission due to the Optimal Development of Electronic Control System. *Izvestiya MGTU "MAMI" = Proceeding of MSTU MAMI*, 2008, no. 2(6), pp. 51–56. (in Russian).

11. Shukhman S.B., Bakhmutov S.V., Malyarevich V.E. Schematics of automatic control of all-wheel drive vehicle hydrostatic transmissions. *Avtomobil'naya promyshlennost' = Automotive industry*, 2007, no. 3, pp. 15–18. (in Russian).
12. Bakhmutov S.V., Lepeshkin A.V., Shukhman S.B., Kurmaev R.Kh. Correction algorithms to control hydrostatic transmissions of all-wheel drive vehicle at its straight movement. *Avtomobil'naya promyshlennost' = Automotive industry*, 2010, no. 1, pp. 14-18. (in Russian).