

## ИМПУЛЬСНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ДИАГНОСТИКИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Дан анализ проблем при создании и эксплуатации современных мобильных машин, сформулированы требования к трансмиссиям такого типа машин. Проведен ретроспективный анализ этапов развития гидромеханических трансмиссий. Выявлены современные направления совершенствования конструкций и систем управления гидромеханическими трансмиссиями, обосновано применение импульсных систем управления и диагностики элементов трансмиссии мобильных машин – зубчатых передач и фрикционных муфт.

Тягово-динамические показатели и топливная экономичность автомобиля во многом зависят от трансмиссии. Современные трансмиссии многоступенчатые, что связано не столько с повышением тягово-динамических показателей и улучшением плавности движения, сколько с ужесточением экологических норм токсичности выхлопа двигателей. Двигатель, для соответствия нормам EURO-4,5,6 должен работать в очень узком диапазоне изменения угловых скоростей коленчатого вала и для перекрытия требуемого диапазона скоростей движения и тяговых усилий требуется большее число ступеней в коробке передач (КП). С увеличением числа ступеней резко усложняется управление коробкой передач и выбор оптимальных режимов движения. Поэтому основное внимание при создании современных трансмиссий уделяется их автоматизации.

Наиболее приспособлены к автоматизации гидромеханические трансмиссии. Гидромеханические трансмиссии (ГМТ) – это трансмиссии, в состав которых входит коробка передач (КП) с гидродинамическим преобразователем вращающего момента – гидротрансформатором (ГТ). У ГТ, помимо его сложности, есть еще один существенный недостаток – это невысокий КПД, связанный с двойным преобразованием энергии: механической – в динамический напор жидкости и обратно – в механическую, сопровождающимся неизбежными потерями энергии. Но ГМТ легко поддаются автоматизации. Для них увеличение числа ступеней не вызывает усложнения управления, поскольку исполнительные элементы бортовой системой управления лучше всего приспособлены к взаимодействию с фрикционными или тормозами ГМТ.

В настоящее время наиболее распространенными автоматическими КП являются гидромеханические. Ими оснащается 98% выпускаемых в США легковых автомобилей. Для Японии эта цифра равна 60%, для Германии — 30%. Основные преимущества таких КП – это бесступенчатое изменение вращающего момента в зависимости от сопротивления движению и скорости автомобиля; упрощается управление автомобилем за счет исключения педали сцепления, обеспечивается плавный разгон без прерывания передачи вращающего момента, что повышает комфортабельность и проходимость автомобиля. Демпфирующие свойства ГТ увеличивает срок службы деталей трансмиссии за счет гашения крутильных колебаний и поглощения энергии ударов со стороны дороги. Опыт эксплуатации показывает, что ресурс двигателей, работающих с ГМТ, значительно выше и в ряде случаев они расходуют меньше топлива по сравнению с двигателями, агрегатируемыми с механическими трансмиссиями.

Поскольку диапазон регулирования потока мощности с достаточно высоким КПД у ГТ небольшой, то за ним устанавливается многоступенчатая коробка передач. Переключение ступеней в такой коробке передач можно осуществлять только фрикционными муфтами, так как при разрыве потока мощности турбинный вал ГТ разгоняется до угловой скорости коленчатого вала двигателя, а выходной, наоборот, замедляется, в результате чего величина относительной угловой скорости соединяемых валов последующей ступени значительна. Применение фрикционных муфт переключения передач в многоступенчатых КП мобильных машин существенно усложняет их конструкцию, увеличивает массу и габариты. В 1970 годах применялись компактные, но не очень экономичные (с минимальным КПД 80...85%) трехступенчатые гидромеханические

передачи (ГМП), в 1980-ых более экономичные – четырехступенчатые, но больших габаритов и массы. Желание снизить потери за счет работы ГТ на более высоких значениях КПД приводит к уменьшению рабочего диапазона преобразований ГТ, и как следствие – к увеличению числа ступеней в КП и продолжительной работе на заблокированном ГТ. Сегодня стандарт – пяти- или шестиступенчатая ГМП, но предлагаются уже семиступенчатые (7G-tronic Mercedes-Benz, ZF) и восьмиступенчатые ГМП (фирма «Allison» для карьерных самосвалов). Ведутся работы над десятиступенчатой ГМП. В итоге габариты и масса таких коробок передач еще более возрастают.

Попытка уменьшения габаритов и массы за счет замены вальной КП планетарной кардинально проблему не решило, поскольку существенно увеличивало трудоемкость производства и ремонта. Кроме того, в планетарной коробке передач сложно получить необходимый геометрический ряд передаточных чисел при большом количестве ступеней.

Улучшить массо-габаритные показатели ГМП можно за счет замены фрикционных муфт зубчатыми. Они имеют высокую нагрузочную способность при небольших габаритах и массе. Но для их включения необходимо обеспечить синхронизацию угловых скоростей включаемых зубчатых полумуфт в пределах  $0,1 \dots 5$  рад/с. Обычные инерционные синхронизаторы в этом случае непригодны, поскольку при выравнивании угловых скоростей зубчатых полумуфт ГТ не прекращает передачу вращающего момента и синхронизатор не разблокируется. Применение синхронизаторов без блокирующего звена ухудшает качество процесса переключения, увеличивает динамические нагрузки на заходные кромки зубьев полумуфт, что сказывается на их долговечности.

Одним из решений было введение в конструкцию ГМТ сцепления, разъединяющего двигатель и гидротрансформатор на время переключения ступеней в КП (трактор ДТ-175С). Но такая схема трансмиссии не прижилась из-за своей громоздкости. Вместо сцепления применили опорожняемый ГТ (трактор ВТ-200), однако дополнительные моменты инерции от ГТ привели либо к необходимости установки многодисковых синхронизаторов для уменьшения времени переключения передач, либо переключению их на остановках. Кроме того, при опорожнении и заполнении ГТ возникала кавитация, разрушающая лопаточную систему ГТ. Таким образом, полная замена фрикционных муфт зубчатыми не получилась.

Повысить качество процесса включения зубчатых муфт ГМП на остановках можно посредством введения в ее конструкцию специального тормоза-синхронизатора (ТС), затормаживающего турбинный вал ГТ, как это сделано в гидромеханической КП десантной гусеничной машины (изделие 950). В ней для технологической передачи (I), реализующей максимальную силу тяги по сцеплению, и для реверса (R-D) используются зубчатые муфты, включаемые на остановленной машине (рис.1). Для исключения ударов при включении зубчатых муфт система управления давала запрет на перемещение полумуфт до достижения угловой скорости в 5 рад/с. Но время нахождения зубчатых полумуфт в диапазоне угловых скоростей от 5 рад/с до полной остановки, в котором происходит их бесшумное и безударное включение, оказалось столь малым, что исполнительный механизм не успевал переместить зубчатую полумуфту, связанную с турбинным валом, для ее включения. В результате обе зубчатые полумуфты оказывались неподвижными и при несовпадении зубьев одной со впадинами другой процесс включения завершиться не мог. В этом случае нужна уже не синхронизация угловых скоростей полумуфт (формально они синхронизированы), а десинхронизация – принудительное вращение ведущей зубчатой полумуфты с угловой скоростью  $0,1 \dots 5$  рад/с относительно ведомой.

Продлить время буксования ТС с требуемой для включения зубчатой полумуфты угловой скоростью  $\varphi_3$ , подбирая давление управления в исполнительном гидроцилиндре ТС, оказалось весьма проблематично. Изменяя уровни давления  $p$  от 1,4 МПа до 0,6 МПа время пребывания зубчатой муфты  $\Delta t_i$  в требуемом диапазоне угловых скоростей составляло десятые доли секунды. Более высокий уровень давления позволял быстро достигнуть требуемой угловой скорости, но время пребывания зубчатой муфты в нуж-

ном интервале угловых скоростей до остановки турбинного вала, минимальное. Низкий приводил к увеличению времени процесса включения и возрастанию угловой скорости, значительно превышающей требуемую (рис. 2).

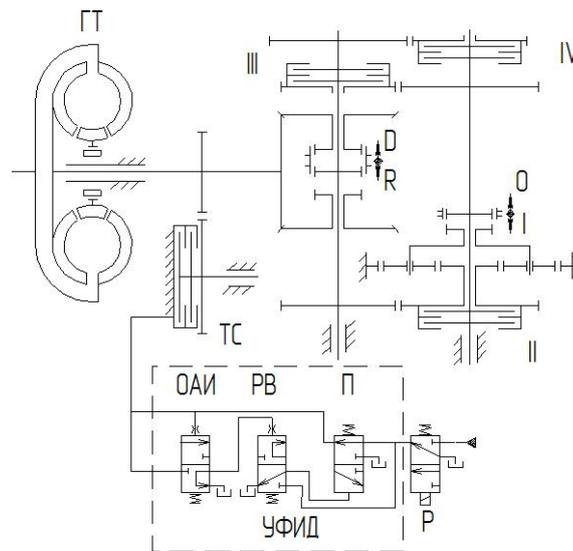


Рис.1. Гидромеханическая передача с импульсной системой управления включением зубчатых муфт гидромеханической трансмиссии

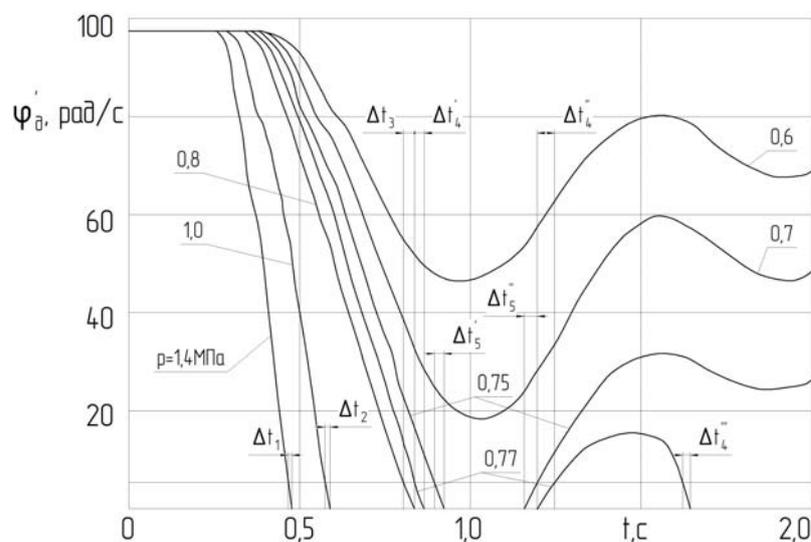


Рис. 2. Изменения угловой скорости зубчатой полумуфты при управлении ТС с постоянным давлением определенного уровня

Это связано с тем, что при затормаживании ТС гидротрансформатор уходит в стоповый режим, при котором вращающий момент на турбинном колесе  $M_T$  резко возрастает, в динамической системе «двигатель – гидромеханическая передача» возникают низкочастотные колебания момента двигателя  $M_D$  и угловой скорости  $\dot{\varphi}_a$  из-за наличия в ней упругих элементов (рис. 3).

Каким же должен быть закон изменения давления в исполнительном гидроцилиндре ТС, обеспечивающий изменение в заданном интервале угловых скоростей зубчатой полумуфты (минимальной  $\dot{\varphi}_{3 \min} = 0,1$  рад/с и максимальной  $\dot{\varphi}_{3 \max} = 5$  рад/с) при независимом ее перемещении до полного включения в течение 1,5...2 с? Поскольку параметры требуемого движения известны, то решение задачи заключается в определении активных сил, т.е. давления управления, действующего в течение всего времени включения зубчатой муфты.

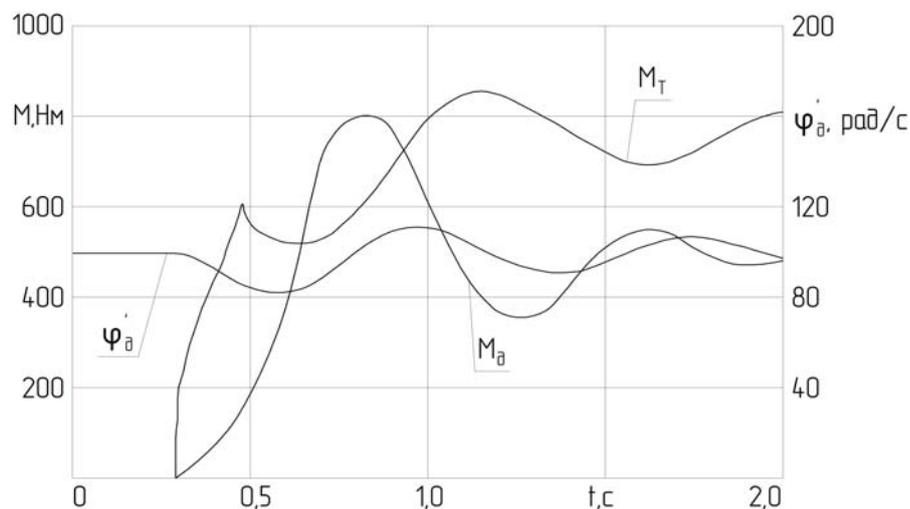


Рис.3 Переходный процесс в динамической системе «ДВС-ГМП» при затормаживании ТС

Эта задача относится к классу обратных задач динамики – задач об определении активных сил и моментов приложенных к механической системе с известными параметрами и дополнительно наложенными связями, при которых движение с заданными свойствами является одним из возможных движений рассматриваемой механической системы [1].

В данном случае синтез закона управления осуществлялся путем решения прямой и обратной задач динамики – определения изменения угловой скорости зубчатой полушестерни при максимальном давлении управления до достижения требуемой величины посредством интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих динамическую систему «двигатель – гидромеханическая передача», а затем, по заданной угловой скорости находится давление управления  $p^*$ , вызывающее такое движение, посредством дифференцирования.

Результаты синтеза закона управления ТС представлены на рис.4. Видно, что после заполнения исполнительного цилиндра резко возрастает момент сопротивления  $M_c$  со стороны ТС и от точки А начинает уменьшаться угловая скорость зубчатой полушестерни при одновременном возрастании момента двигателя  $M_d$ .

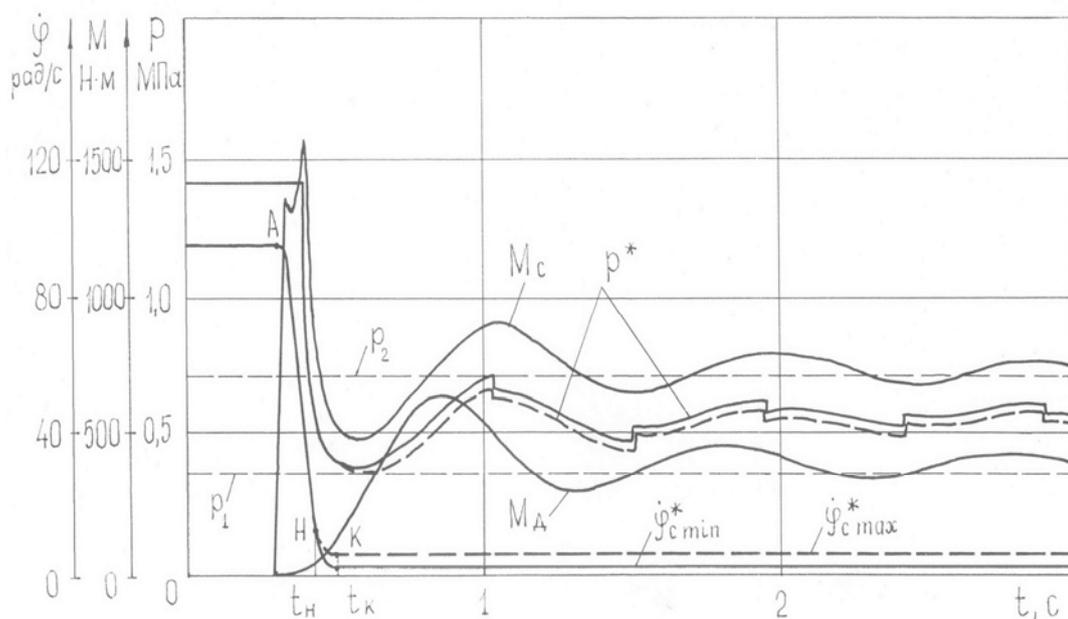


Рис.4 . Характер изменения давления в ТС для поддержания угловой скорости в требуемом для включения зубчатых полушестерней интервале

Управление должно быть таким, чтобы процесс достижения назначенного вращательного движения, при котором  $\dot{\varphi}_3 = const$  осуществлялся согласно определенному кинематическому закону. Поэтому переход динамической системы из одного состояния в другое должен осуществляться плавно, без точек излома кривой  $\dot{\varphi}_3(t)$ , поскольку в этих точках производная не будет определена, что затруднит процесс дифференцирования. В связи с этим, регулирование должно начаться несколько раньше, в точке  $H$  с плавным приближением к требуемому значению по гладкой кривой, не имеющей в узлах сопряжения точек разрыва второго рода. Наиболее приемлемым в этом случае является аппроксимация участка с началом в точке  $H$  и окончанием в точке  $K$  на интервале времени  $t_H \dots t_K$  локально заданным кубическим сплайном – специальным многочленом, принимающим в узлах сопряжения те же значения производных, обеспечивая непрерывность первой и второй производных [2].

Как видно из рис.4, получить такой характер изменения давления разомкнутой системой управления, учитывая нелинейный характер изменения сил трения уплотнительных элементов исполнительного гидроцилиндра ТС, практически невозможно. В таких случаях требуется охват регулятора давления быстродействующей отрицательной обратной связью по угловой скорости, что существенно усложняет систему управления. А учитывая тот факт, что коэффициент трения скольжения и трения покоя фрикционных дисков ТС существенно отличаются, то создание работоспособной системы управления с обратной связью, при наличии существенной нелинейности, вряд ли возможно.

Для решения задачи бесшумного и безударного включения зубчатых муфт было предложено управлять ТС с помощью импульсной системы, модулирующей импульсы давления управления по амплитуде и по частоте устройством формирования импульсов давления (УФИД). Оно содержит ограничитель амплитуды импульсов давления (ОАИ), устанавливающий пороги изменения давления  $p_1$  и  $p_2$ , при котором происходит гарантированное затормаживание и растормаживание ТС при колебательном характере изменения вращающего момента двигателя  $M_0$ , реле выдержки времени (РВ), позволяющее ведущей зубчатой полумуфте после растормаживания разогнаться до угловой скорости не более 5 рад/с, и золотник переключатель (П), попеременно соединяющий напорную и сливную гидролинии [3]. Для данной динамической системы величина десинхронизации угловых скоростей включаемых полумуфт будет находиться в диапазоне 0,1...5 рад/с, необходимом для бесшумного и безударного включения зубчатых полумуфт при частоте попеременного затормаживания и растормаживания турбинного вала ГТ  $\dot{\varphi}_0$  в 5...10 Гц (рис. 5).

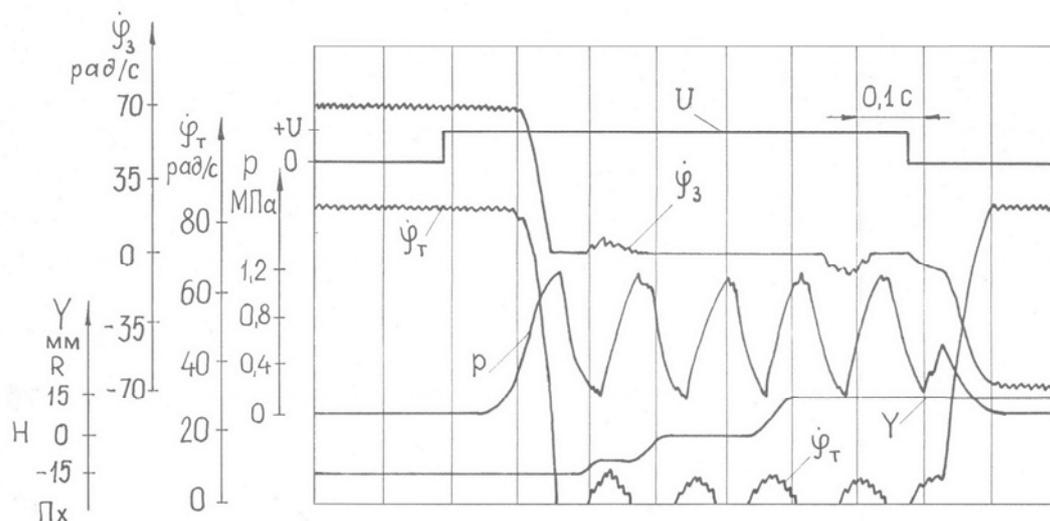


Рис.5. Осциллограмма процесса переключения зубчатой муфты от состояния «передний ход» (Пх) через «нейтраль» (Н) до «реверса» (R)

Перемещение  $Y$  зубчатой муфты реверса из положения «Передний ход» через «Нейтраль» в «Реверс» происходит за 0,3 с, а время работы УФИД с момента подачи напряжения  $U$  на электромагнит гидрораспределителя  $P$  составляет 0,7 с, что соответствует обычным нормам времени переключения зубчатых муфт механических трансмиссий. Поскольку включение зубчатых муфт происходит на остановках, то для упрощения конструкции трансмиссии, ТС можно заменить на два одновременно включаемые и выключаемые фрикционы базовой КП, управляемые УФИД [4].

В механических трансмиссиях тяжелых мобильных машин, тракторов, где важно обеспечить переключение ступеней за минимальный промежуток времени или переключение без разрыва потока мощности, применяют КП с переключением ступеней фрикционными муфтами. Если требуется большое число передач, то дополнительно к базовой КП с фрикционными муфтами переключения ступеней устанавливают диапазонную КП с переключением диапазонов зубчатыми муфтами (трактор К-700). Но поскольку при выключенных фрикционных муфтах имеется момент поводок (остаточный момент трения), раскручивающий входной вал диапазонной КП, то она также оснащается тормозом-синхронизатором, затормаживающим корпус фрикциона, связанного с ведущим валом диапазонной КП. При переключении диапазонов на остановленном тракторе и в этом случае возникает проблема включения зубчатых муфт при неподвижных валах [5]. Вот и здесь, для облегчения переключения диапазонов, также нужна импульсная система, обеспечивающая необходимую величину десинхронизации угловых скоростей включаемых зубчатых полумуфт.

Таким образом, импульсные системы, использующие амплитудную и частотную модуляцию, позволяют контролировать малые изменения угловых скоростей и перемещений валов относительно неподвижного корпуса в системах управления трансмиссиями мобильных машин.

Анализируя параметры, по которым оценивается техническое состояние элементов трансмиссии зубчатых передач и фрикционных муфт, можно прийти к выводу, что все они так или иначе связаны с изменением относительного углового положения ведущего и ведомого валов трансмиссии. Например, наличие единичных (локальных) дефектов зубьев трансмиссии неизбежно приводит к появлению небольших перемещений ведущего вала относительно ведомого, приводящих к кинематической неравномерности вращения ведомого вала. Причем, кинематическая неравномерность вращения ведомого вала, вызванная единичными дефектами, будет существенно отличаться от кинематической неравномерности, вызванной неравномерным износом зубьев или износом подшипников. А большие перемещения ведущего вала относительно ведомого позволяют констатировать буксование фрикционных элементов муфт переключения передач.

А могут ли импульсные системы контролировать малые относительные перемещения вращающихся валов трансмиссии? При использовании современных компьютерных технологий можно отслеживать как большие, так и малые относительные перемещения вращающихся ведущего и ведомого валов трансмиссии. Для этого достаточно иметь бесконтактный высокочастотный импульсный датчик углового положения ведущего вала (датчик опорного сигнала) и датчик зубцовой частоты одного из зубчатых колес, связанного с ведомым валом. Подсчитывая количество импульсов опорного сигнала за один импульс сигнала с ведомого вала и сравнивая их между собой по количеству импульсов опорного сигнала, можно судить об относительных перемещениях ведущего и ведомого валов трансмиссии. На этом основывается импульсный метод диагностирования элементов трансмиссий мобильных машин (рис.6) [6]. При равенстве количества импульсов опорного сигнала в каждом последующем импульсе выходного сигнала – относительные перемещения отсутствуют, при отличии – можно выявить различные типы дефектов элементов трансмиссии (рис. 7).

В этом случае алгоритм поиска единичных дефектов зубьев должен включать анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты зубчатого колеса, связанного с ведомым валом относительно высокочастотного опорного сигнала, генерируемого ведущим валом (рис.7а). Отклонение двух последовательных периодов зубцовой частоты  $T3$  и  $T4$  в количествах импульсов опорного сигнала  $N3$  и  $N4$  от дру-

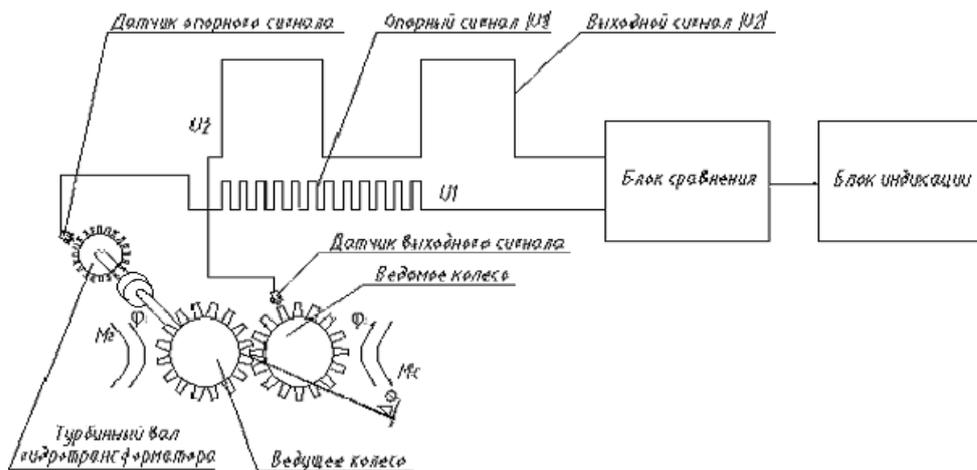


Рис.6. Импульсный метод диагностирования элементов трансмиссии мобильных машин

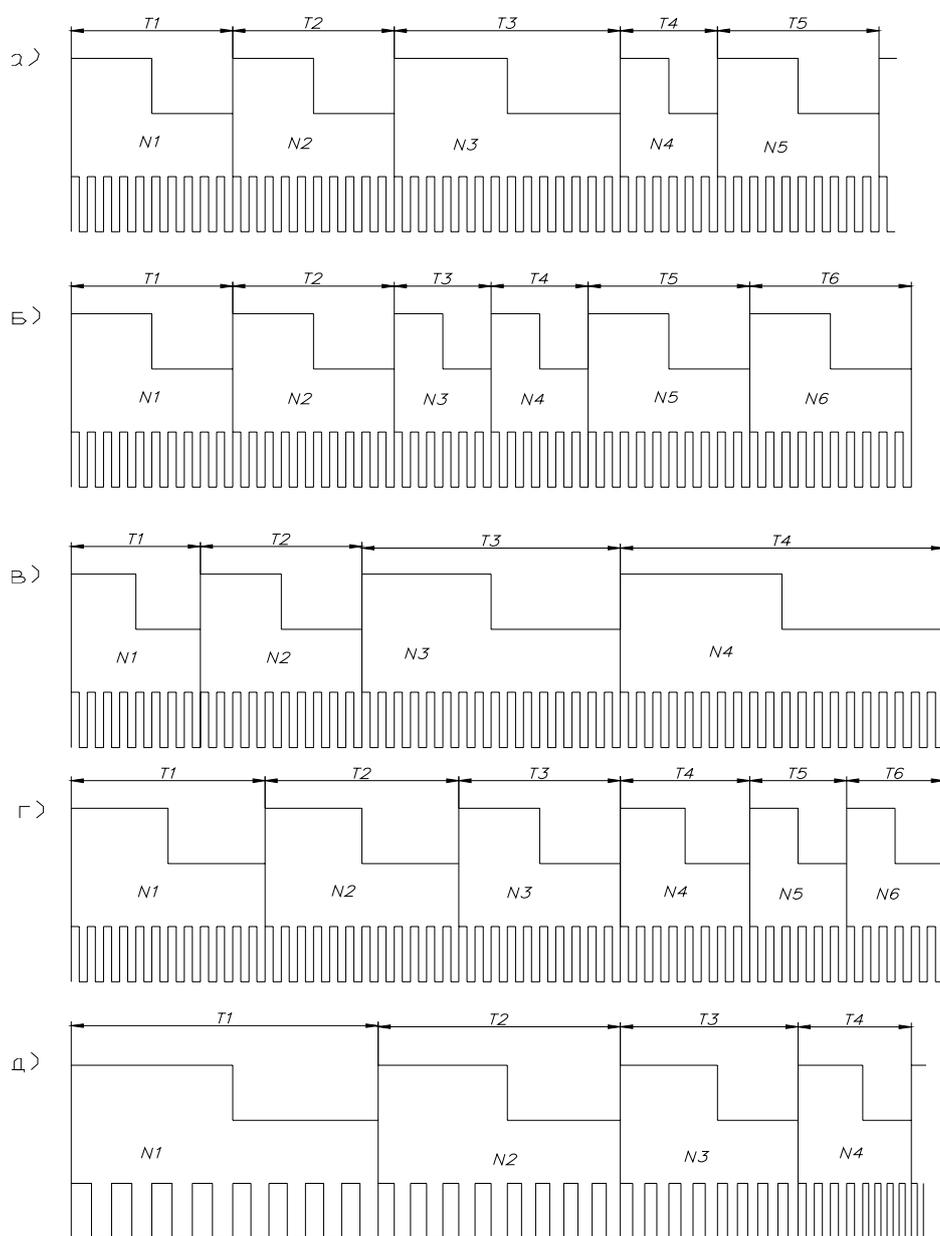


Рис. 7. Способы идентификации дефектов элементов трансмиссии при использовании импульсного метода диагностирования трансмиссии

гих значений ( $T_1, T_2, T_5$ ) будет свидетельствовать о наличии единичного дефекта зуба одного из колес. При этом сумма опорных импульсов  $T_3$  и  $T_4$  будет равна сумме опорных импульсов на периодах  $T_1$  и  $T_2$ , поскольку после прохождения единичного дефекта кинематическая связь восстанавливается. По периоду повторного появления дефекта можно установить принадлежность их тому или иному зубчатому колесу, поскольку период обращения у каждого зубчатого колеса свой.

Алгоритм определения суммарного углового зазора в трансмиссии, характеризующего боковой износ зубьев, предполагает анализ шага зацепления выходного зубчатого колеса при подаче на вход трансмиссии тестового воздействия, направленного на выбор углового зазора. Для механических трансмиссий это может быть стенд с беговыми барабанами, а для гидромеханических – торможение двигателем в процессе движения. При выборе суммарного углового зазора один или несколько периодов зубцовой частоты (рис.7б), например  $T_3$  и  $T_4$  будут иметь меньшее число опорных импульсов ( $N_3$  и  $N_4$ ), чем остальные ( $N_1, N_2, N_5, N_6$ ) соответственно на периодах  $T_1, T_2, T_5, T_6$ . Суммарный угловой зазор (в радианах) в этом случае определяется как отношение суммы отклонений искаженного сигнала от установившегося значения к количеству импульсов опорного сигнала за один оборот датчика  $N_0$ , как часть полного угла поворота ведущего вала, т.е

$$[(N_1 - N_3) + (N_1 - N_4)] / (N_0) * 2\pi$$

Диагностирование состояния фрикционных элементов трансмиссии по буксованию при передаче максимальных вращающих моментов осуществляется по иному алгоритму. При превышении вращающего момента двигателя моментом, создаваемого фрикционом, происходит буксование последнего. В этом случае в каждом последующем периоде зубцовой частоты ( $T_1 < T_2 < T_3 < T_4$ ) количество опорных импульсов будет возрастать, т.е.  $N_1 < N_2 < N_3 < N_4$  (рис.7в).

Сравнивая количество импульсов опорного сигнала относительно установившегося значения, легко можно определить момент начала буксования фрикционных элементов. Буксование можно определять как в процессе функционирования машины, так и подавая тестовое воздействие на трансмиссию в виде нагружения со стороны тормозной системы.

Импульсная система позволяет осуществлять диагностирование системы управления переключением передач по времени, определяя «затянутость» процесса, при котором возрастает работа буксования фрикционных или «рывки» при которых возрастают динамические нагрузки в трансмиссии. Алгоритм диагностирования в этом случае поясняется графиками, отражающими переключение ступеней с низшей передачи на высшую (рис.7г). Периоды зубцовой частоты  $T_1$  и  $T_2$ , соответствующие низшей передаче имеют до момента начала переключения ступени одинаковое число опорных импульсов  $N_1 = N_2$ . После переключения устанавливается жесткая кинематическая связь и число опорных импульсов в каждом последующем периоде  $T_5$  и  $T_6$  будут одинаковыми, т.е.  $N_5 = N_6$ , при этом  $N_5 = N_2 / U$ , где  $U$  - передаточное число ступени. Сравнивая числа импульсов опорного сигнала в каждом последующем периоде по отношению к предыдущему, отсчитывается время буксования от момента, когда  $N_{i+1} - N_i \neq 0$ , до момента, когда периоды уравниваются, т.е.  $N_{i+1} - N_i = 0$ .

Выбор в качестве диагностического параметра относительного углового перемещения ведущего и ведомого валов позволяет получить однозначный, информативный и технологичный сигнал, легко обрабатываемый компьютерными средствами. Он остается однозначными и на переходных режимах работы. На рис. 7д показан график изменения диагностических сигналов в процессе разгона. Периоды зубцовой частоты при жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым валами в этом случае изменяются во времени ( $T_1 > T_2 > T_3 > T_4$ ), а количество опорных импульсов в каждом периоде не меняется, т.е.  $N_1 = N_2 = N_3 = N_4$ .

Таким образом, для адаптации трансмиссий машин к компьютерной диагностике, достаточно оснастить их, как минимум, двумя датчиками опорной и зубцовой частот, связанных с ведущим и ведомым валами трансмиссии. Для сложной трансмиссии, имеющей основную, дополнительную, раздаточную коробки, коробку отбора мощно-

сти и др. количество датчиков информации может быть значительно больше. Информативность диагностического сигнала позволяет, при соответствующем алгоритме обработки, с высокой точностью и минимальных затратах установить техническое состояние основных элементов трансмиссий машин, определить остаточный ресурс и назначить сроки ремонтов, что существенно снизит эксплуатационные затраты.

Реализацию импульсного метода диагностирования трансмиссии можно проводить как для стационарных стендов, так и для бортовых систем диагностирования. Хотя в последнем случае, в структуру программного обеспечения бортовой системы диагностики необходимо вводить особый режим тестирования трансмиссии (для специалистов сервиса) или непрерывно, в процессе движения, проводить мониторинг технического состояния элементов трансмиссии по алгоритмам, приведенным выше. Импульсный метод можно использовать как для общей, так и для углубленной диагностики технического состояния отдельных элементов механических и гидромеханических трансмиссий мобильных машин.

Представленный материал показывает возможности импульсных систем как для управления, так и для диагностики основных элементов механических и гидромеханических трансмиссий. А современные компьютерные технологии позволяют создавать их на высоком техническом уровне, соответствующем мировому. Потребность же в использовании таких систем достаточно высока как на внутреннем рынке, так и за пределами Республики Беларусь.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галиуллин, А. С. Методы решения обратных задач динамики / А. С. Галиуллин. – М.: Наука, 1986. – 224 с.
2. Алберг, Дж. Теория сплайнов и ее приложения: пер. с англ. / Алберг, Дж., Нильсон Э., Уолш Дж.-М.: Мир, 1972.- 316 с.
3. А.с 1496401 СССР, МКИ<sup>1</sup> А1 F16Н47/06. Гидромеханическая передача. / В. П. Тарасик, В. Ф. Платонов, А. В. Шабалин, Г. Л. Антипенко, В. К. Семенов, О. А. Стребко, Л. Н. Малышев (СССР). - № 4271170/25-29; заявл. 20.09.86; опубл. 29.06.87, Бюл. № 22.-4 с.: ил.
4. Тарасик, В.П., Антипенко, Г.Л. Совершенствование процессов управления зубчатыми муфтами тракторных трансмиссий /Тракторы и сельскохозяйственные машины, № 11, 1989 – С. 9 -12.
5. А.с. 1652119 СССР, МКИ<sup>1</sup> А1 В60К20/00. Система включения зубчатых муфт коробки передач с переключением ступеней и диапазонов фрикционными и зубчатыми муфтами / В. П. Тарасик, Г. Л. Антипенко, С. К. Крутолевич (СССР). - № 4699207/11; заявл. 31.05.89; опубл. 30.05.91, Бюл. № 20. -3с.: ил.
- 6 Пат. 6802 ВУ, МКИ<sup>1</sup> С1 G 01М 13/02. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик; заявитель и патентообладатель Государственное учреждение высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет».- № а 20020570; заявл.02.07.02; опубл. 30.03.05.

Белорусско-Российский университет

## РЕЦЕНЗИЯ

на статью канд. техн. наук, доц. Г.Л.Антипенко «Импульсные системы управления и диагностики гидромеханических трансмиссий мобильных машин»

В статье дан анализ проблем при создании и эксплуатации современных мобильных машин, сформулированы требования к трансмиссиям такого типа машин. Проведен ретроспективный анализ этапов развития гидромеханических трансмиссий. Выявлены современные направления совершенствования конструкций и систем управления гидромеханическими трансмиссиями, обосновано применение импульсных систем управления и диагностики элементов трансмиссии мобильных машин – зубчатых передач и фрикционных муфт.

Рассмотрен общий подход к синтезу импульсной системы управления включением зубчатых муфт при использовании тормоза-синхронизатора в гидромеханической трансмиссии на основе моделирования динамических процессов протекающих в моторно-трансмиссионной установке.

Показаны возможности импульсной системы и при диагностировании зубчатых передач и фрикционных муфт гидромеханической трансмиссии, даны алгоритмы выявления дефектов в этих элементах.

Актуальность рассматриваемых вопросов в статье несомненна, поскольку импульсные системы более надежны аналоговых и их применение позволит повысить качество и надежность выпускаемой техники.

Считаю возможным опубликование материалов статьи Антипенко Г.Л. «Импульсные системы управления и диагностики гидромеханических трансмиссий мобильных машин» в журнале «Вестник Белорусско-Российского университета».

Начальник отдела механизации, энергетики  
и охраны труда РУП «Могилевавтодор»

О.В.Борисенко