

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.114.2

Г. Л. Антипенко

ИМПУЛЬСНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ДИАГНОСТИКИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

UDC 629.114.2

G. L. Antipenko

PULSE SYSTEMS OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS CONTROL AND DIAGNOSTICS

Аннотация

Описаны проблемы, возникающие 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.

Ключевые слова:

гидромеханическая трансмиссия, зубчатые муфты, фрикционы, система управления, диагностика, дефект, зубчатые передачи, импульсный способ.

Abstract

The analysis of problems in the development and operation of modern mobile machines is proposed, the requirements to the transmissions of this type of machines are formulated. The retrospective analysis of the stages of the development of hydro-mechanical transmissions has been performed. Modern trends of improving designs and control systems of hydromechanical transmissions have been explored. The application of pulse systems to control and diagnose transmission elements of mobile machines, such as gearings and friction clutches, is justified.

Key words:

hydro-mechanical transmission, toothed clutches, friction clutches, control system, diagnostics, defect, gearings, pulse method.

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.

Чтобы соответствовать нормам EURO-4,5,6, двигатель должен работать в очень узком диапазоне изменения угловых скоростей коленчатого вала. Для перекрытия требуемого диапазона скоростей движения и тяговых усилий необходимо 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 системы управления лучше всего приспособлены к взаимодействию с фрикционными или тормозами ГМТ.

В настоящее время наиболее распространенными автоматическими КП являются гидромеханические. Ими оснащаются 98 % легковых автомобилей, выпускаемых в США, 60 % – в Японии, 30 % – в Германии. 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 увеличивают 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, агрегатированными механическими трансмиссиями. Поскольку диапазон регулирования потока мощности с достаточно высоким КПД у ГТ небольшой, то за ним устанавливается многоступенчатая коробка передач, переключение ступеней в которой можно осуществлять только фрикционными муфтами, т. к. 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 70-е гг. использовали компактные, но не очень экономичные (с минимальным КПД 80...85 %) трехступенчатые гидромеханические передачи (ГМП), в 80-е гг. – более экономичные – четырехступенчатые, но больших габаритов и массы. Стремление снизить потери за счет работы ГТ при более высоких значениях КПД приводит к уменьшению рабочего диапазона преобразований ГТ и, как следствие, увеличению числа ступеней в КП и продолжительной работе на заблокированном ГТ. Сегодня стандарт – пяти- или шестиступенчатая ГМП, но предлагаются уже семиступенчатые (фирма «Мерседес-Бенс, ЦФ») и восьмиступенчатые ГМП (для карьерных самосвалов) (фирма «Алисон»). Ведутся работы над десятиступенчатой ГМП. В итоге габариты и масса таких коробок передач еще более возрастают.

Уменьшение 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 чи-

сел при большом количестве ступеней.

Улучшить массогабаритные 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 соединяемых зубчатых полу муфт в пределах $0,1...5$ рад/с. Обычные инерционные синхронизаторы в этом случае непригодны, поскольку при выравнивании угловых скоростей зубчатых полу муфт 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 полу муфт, что сказывается на их долговечности.

Одним из решений было введение в конструкцию ГМП сцепления, разъединяющего двигатель и гидротрансформатор на время переключения ступеней в КП (трактор ДТ-175С). Но такая схема трансмиссии не нашла применения из-за

своей громоздкости. Вместо сцепления использовали опорожняемый ГТ (трактор ВТ-200), однако дополнительные моменты инерции от ГТ привели либо к необходимости установки многодисковых синхронизаторов для уменьшения времени переключения передач, либо к переключению их на остановках. Кроме того, при опорожнении и заполнении ГТ возникла 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).

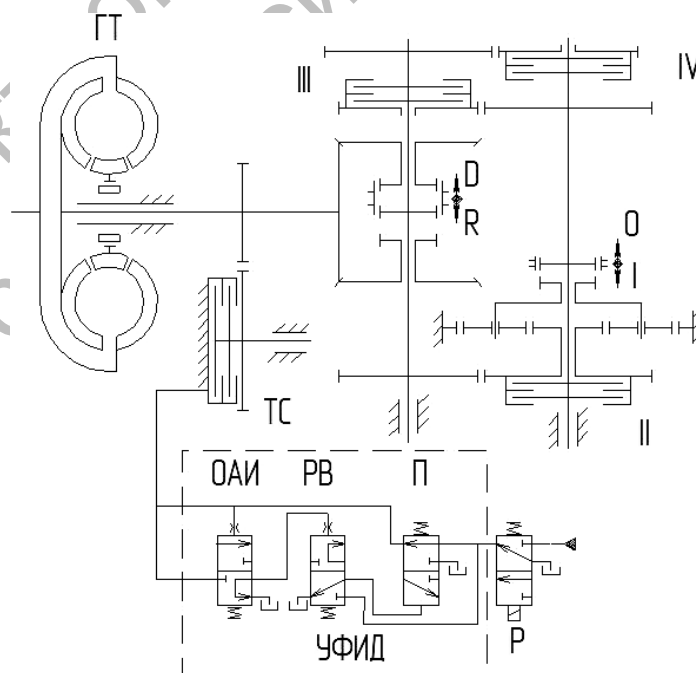


Рис.1. Гидромеханическая передача с импульсной системой управления включением зубчатых муфт гидромеханической трансмиссии

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...5 рад/с отно-

сительно ведомой.

Продлить время буксования ТС с требуемой для включения зубчатой полумуфты угловой скоростью $\dot{\varphi}_3$, подбирая давление управления в исполнительном гидроцилиндре ТС, оказалось весьма проблематично. Изменяя уровни давления p от 1,4 до 0,6 МПа, время пребывания зубчатой муфты Δt_i в необходимом диапазоне угловых скоростей составляло десятые доли секунды. Более высокий уровень давления позволял быстро достигнуть требуемой угловой скорости, но время пребывания зубчатой муфты в нужном интервале угловых скоростей до остановки турбинного вала минимальное. Низкий уровень приводил к увеличению времени процесса включения и возрастанию угловой скорости, значительно превышающей требуемую (рис. 2).

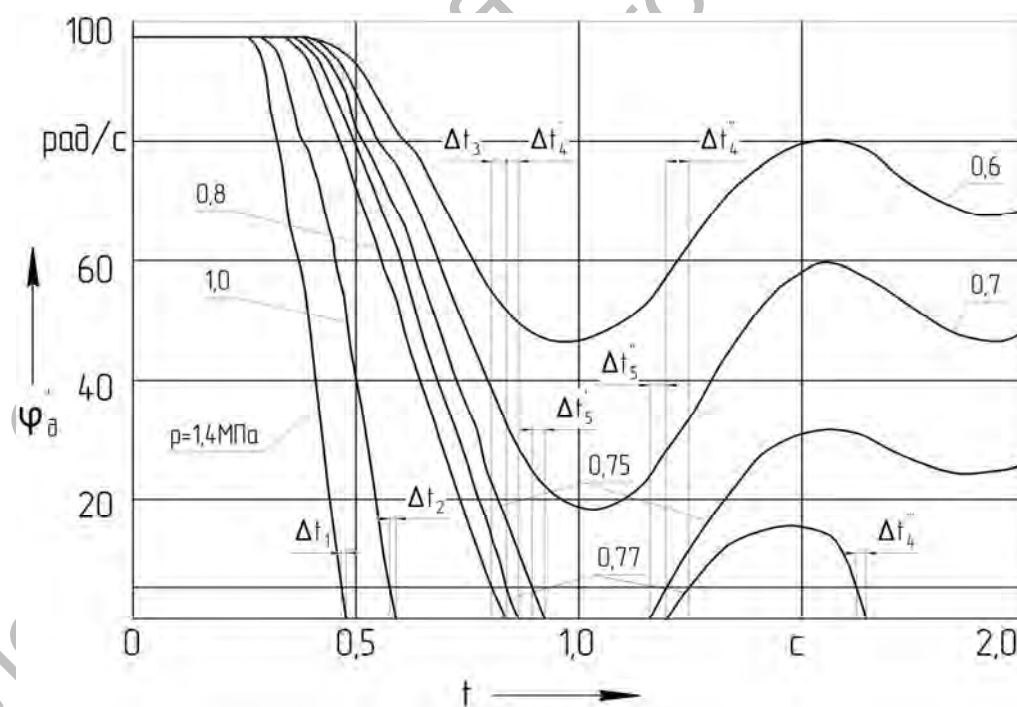


Рис. 2. Изменения угловой скорости зубчатой полумуфты при управлении ТС с постоянным давлением определенного уровня

Это связано с тем, что при затормаживании ТС гидротрансформатор

уходит в стоповый режим, при котором вращающий момент на турбинном ко-

лесе M_T резко возрастает, в динамической системе «двигатель – гидромеханическая передача» возникают низкочастотные колебания момента двигателя

M_D и угловой скорости $\dot{\varphi}_D$ из-за наличия в ней упругих элементов (рис. 3).

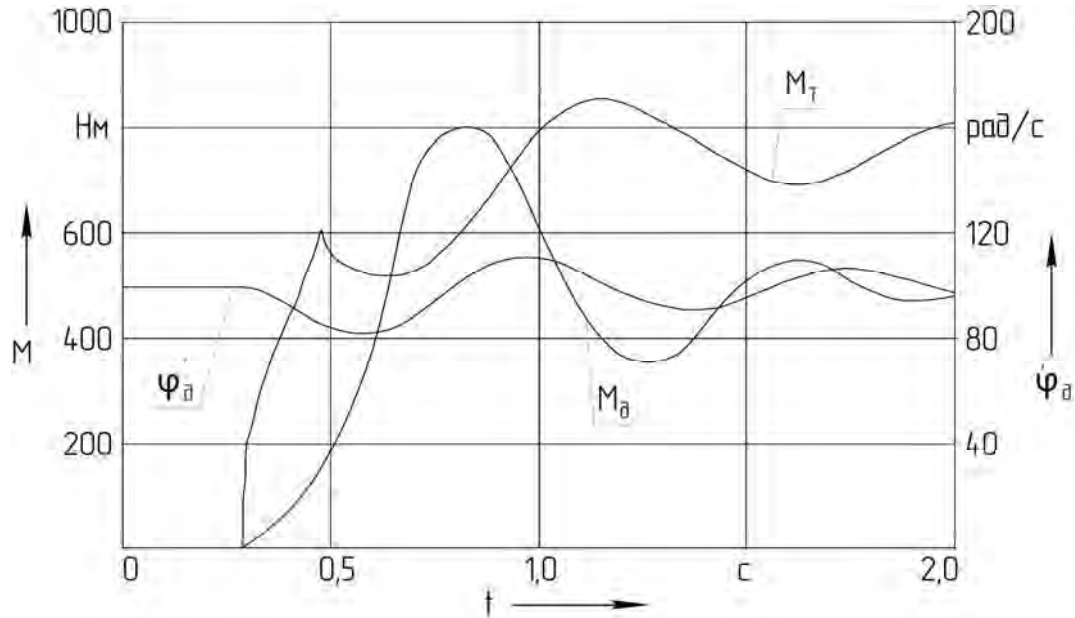


Рис. 3. Переходный процесс в динамической системе «двигатель – гидромеханическая передача» при затормаживании ТС

Обозначим, каким должен быть закон изменения давления в исполнительном гидроцилиндре ТС, обеспечивающий изменение в заданном интервале угловых скоростей зубчатой полушестерни (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 заключается в определении активных сил, т. е. давления управления, действующего в течение всего времени включения зубчатой муфты.

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 ко-

торых 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 находили давление управления p^* , вызывающее такое движение, посредством дифференцирования.

Результаты синтеза закона управления ТС представлены на рис. 4, из которого видно, что после заполнения ис-

полнительного цилиндра резко возрастает момент сопротивления M_c со стороны ТС и от точки A начинает умень-

шаться угловая скорость зубчатой полумуфты при одновременном возрастании момента двигателя M_d .

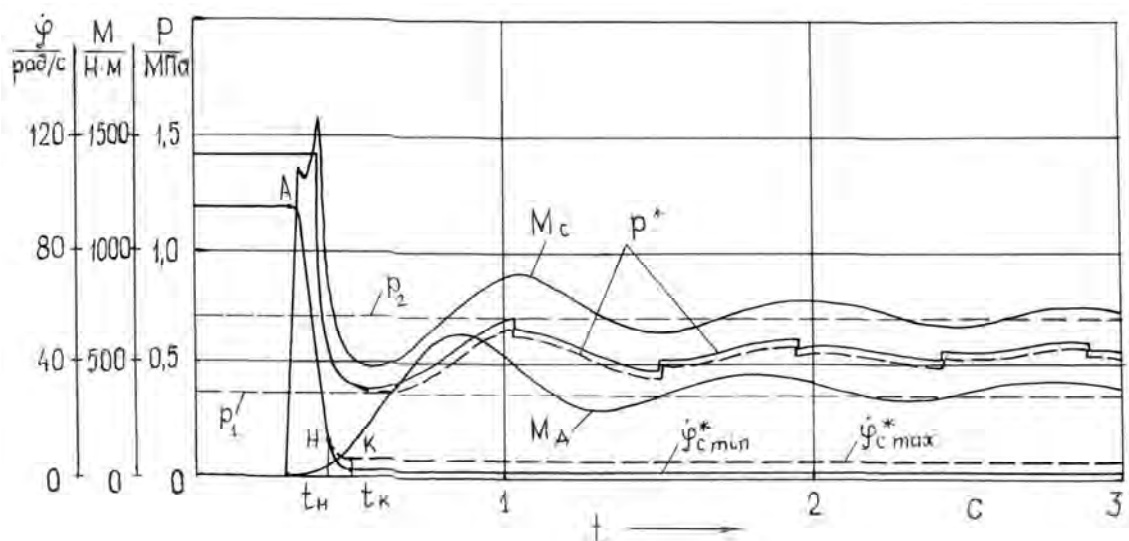


Рис. 4. Характер изменения давления в ТС для поддержания угловой скорости в требуемом для включения зубчатых полумуфт интервале

Управление должно быть таким, чтобы процесс достижения назначенного вращательного движения, при котором $\dot{\varphi}_3 = \text{const}$, 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 найдена, 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 $t_n \dots t_k$ локально заданным кубическим сплайном – специальным многочленом, принимающим в узлах сопряжения те же значения производ-

ных, 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 этом случае требуется охват регулятора давления быстродействующей отрицательной обратной связью по угловой скорости, что существенно усложняет систему управления. Учитывая тот факт, что коэффициенты трения скольжения и трения покоя фрикционных дисков ТС существенно отличаются, 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 происходят гарантированное затормаживание и растормаживание ТС при колебательном характере изменения вращающего момента двигателя M_d , реле выдержки времени (РВ), позволяющее ведущей зубчатой полушестерне после растормаживания разогнаться до угловой скорости не более 5 рад/с, и золотник-переключатель (П), попеременно соединяющий напорную и сливную гидрочастей [3].

Для данной динамической системы величина десинхронизации угловых скоростей включаемых полушестерней будет находиться в диапазоне 0,1...5 рад/с, необходимом для бесшумного и безударного включения зубчатых полушестерней при частоте попеременного затормаживания и растормаживания турбинного вала ГТ $\dot{\varphi}_T$ в 5...10 Гц (рис. 5).

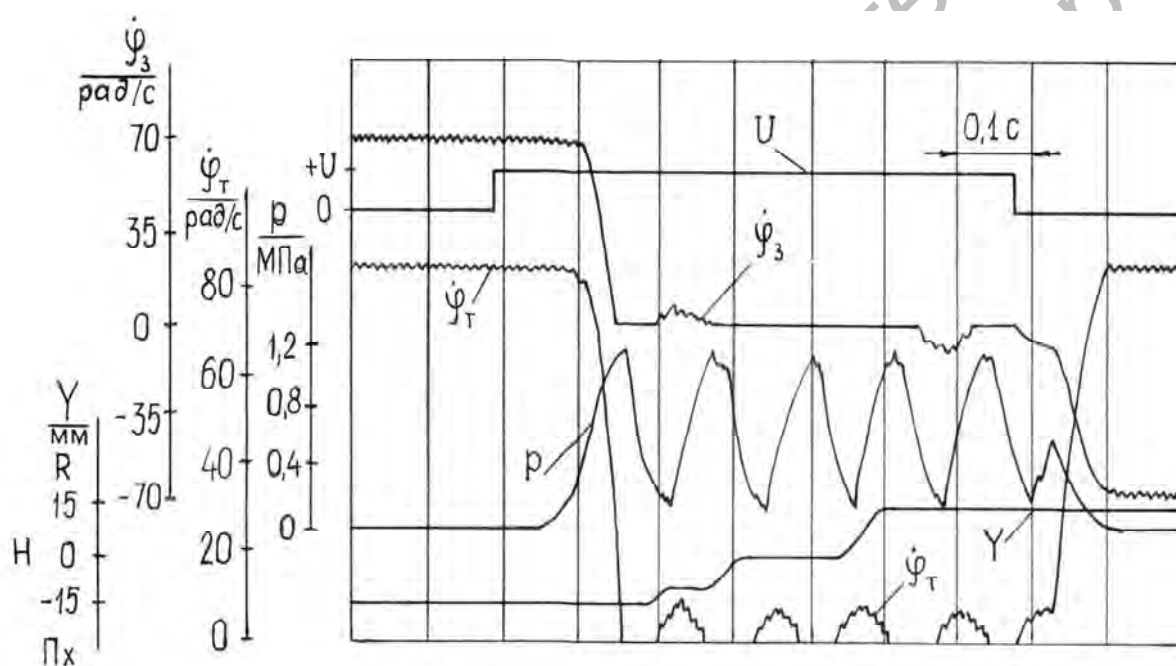


Рис. 5. Оциллограмма процесса переключения зубчатой муфты из положения «передний ход» Пх через «нейтраль» Нв «реверс» Р

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 осуществляется на остановках, то для упрощения конструкции трансмиссии ТС можно заме-

нить на два одновременно включаемых и выключаемых фрикциона базовой КП, управляемых УФИД [4].

В механических трансмиссиях тяжелых мобильных машин, тракторов, где важно обеспечить переключение ступеней за минимальный промежуток времени или без разрыва потока мощности, применяют КП с переключением ступеней фрикционными муфтами. Если требуется большое число передач, то дополнительно к базовой КП с фрикци-

онными муфтами переключения ступеней устанавливаются диапазонные 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]. Здесь для облегчения переключения диапазонов также нужна импульсная система, обеспечивающая необходимую величину десинхронизации угловых скоростей включаемых зубчатых полу муфт.

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 влечет за собой появление небольших перемещений ведущего вала относительно ведомого, приводящих к кинематической неравномерности вращения ведомого вала. Причем данная неравномерность, вызванная единичными дефектами, будет существенно отличаться от кинематической неравномерности, вызванной неравномерным износом зубьев или износом подшипников, а большие перемещения ведущего вала относительно

ведомого позволят констатировать буксование фрикционных элементов муфт переключения передач.

Рассмотрим, 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. 7, а). Отклонение двух последовательных периодов зубцовой частоты T_3 и T_4 в количествах импульсов опорного сигнала N_3 и N_4 от других 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 , по-

сколькx после прохождения единичного дефекта кинематическая связь восста-

навливается.

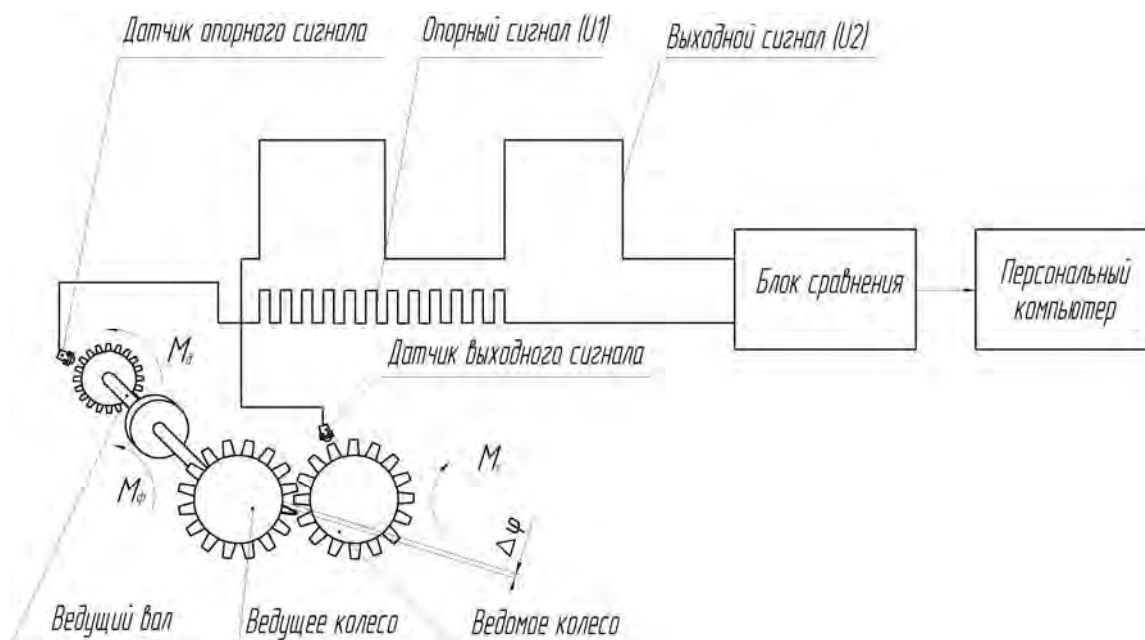


Рис. 6. Импульсный метод диагностирования элементов трансмиссии мобильных машин

По периоду повторного появления дефекта можно установить принадлежность их тому или иному зубчатому колесу, т. к. 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. 7, б), например T3 и T4, будут иметь меньшее число опорных импульсов (N3 и N4), чем остальные (N1, N2, N5, N6) соответственно на периодах T1, T2, T5, T6. Суммарный угловой зазор (в радианах) в этом случае определяется как отношение суммы отклонений искажен-

ного сигнала от установившегося значения к количеству импульсов опорного сигнала за один оборот датчика N0, как часть полного угла поворота ведущего вала, т. е.

$$[(N1 - N3) + (N1 - N4)] / (N0) \cdot 2\pi.$$

Диагностирование состояния фрикционных элементов трансмиссии по буксованию при передаче максимальных вращающих моментов осуществляется по иному алгоритму. При превышении вращающего момента двигателя момента, создаваемого фрикционным, происходит буксование последнего. В этом случае в каждом последующем периоде зубцовой частоты ($T1 < T2 < T3 < T4$) количество опорных импульсов будет возрастать, т. е. $N1 < N2 < N3 < N4$ (рис. 7, в).

Сравнивая количество импульсов опорного сигнала относительно установившегося значения, несложно зафиксировать момент начала буксования фрикционных элементов.

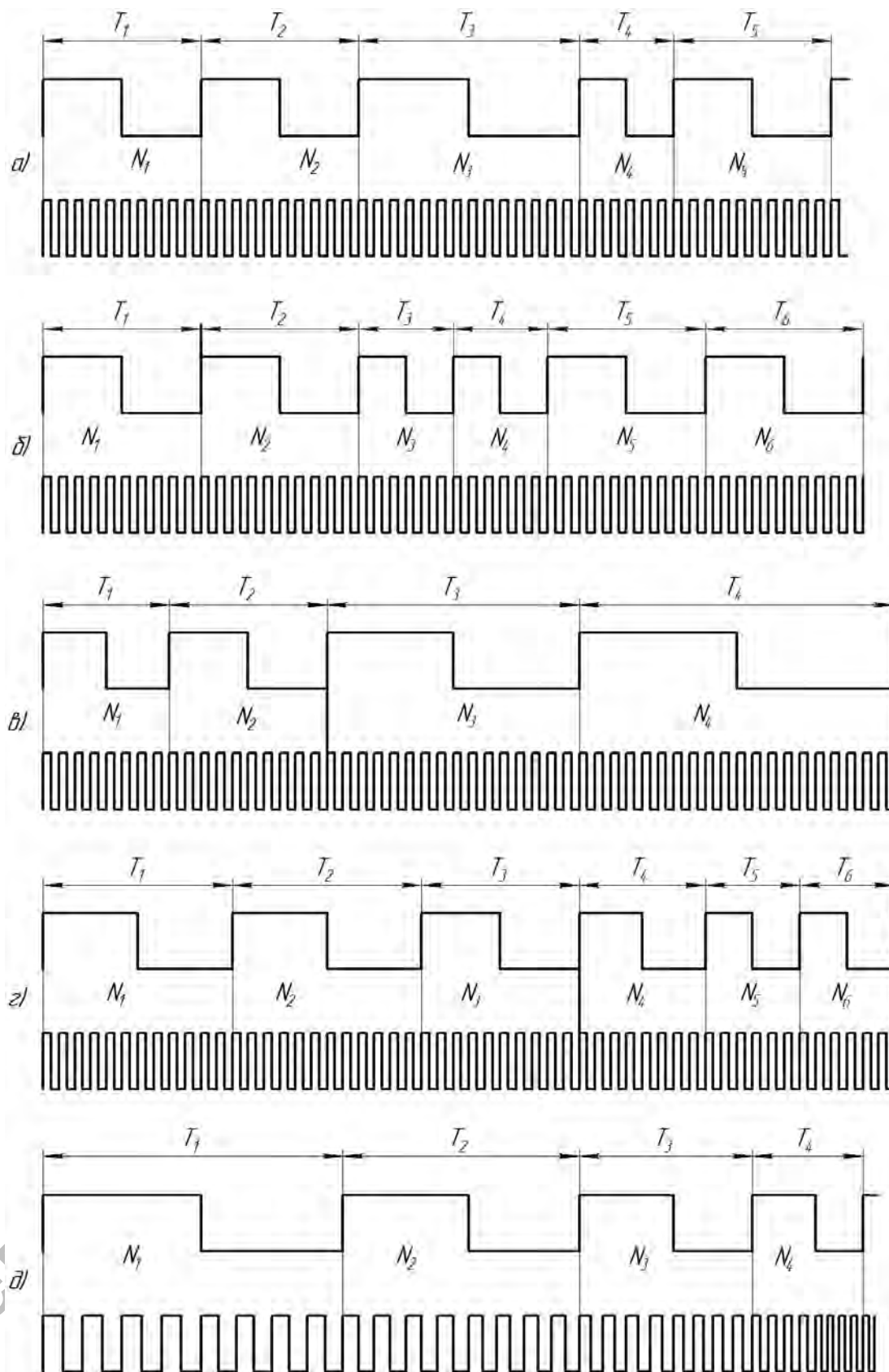


Рис. 7. Способы идентификации дефектов элементов трансмиссии при использовании импульсного метода диагностирования трансмиссии

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 фрикционов, или «рывки», при которых увеличиваются динамические нагрузки в трансмиссии. Алгоритм диагностирования в этом случае поясняется графиками, отражающими переключение ступеней с низшей передачи на высшую (рис. 7, г). Периоды зубцовой частоты $T1$ и $T2$, соответствующие низшей передаче, имеют до момента начала переключения ступени одинаковое число опорных импульсов ($N1 = N2$). После переключения устанавливается жесткая кинематическая связь и число опорных импульсов в каждом последующем периоде $T5$ и $T6$ будет одинаковым, т. е. $N5 = N6$, при этом $N5 = N2 / U$, 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 однозначным и на переходных режимах работы. На рис. 7, д 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 време-

ни ($T1 > T2 > T3 > T4$), а количество опорных импульсов в каждом периоде не меняется, т. е. $N1 = N2 = N3 = N4$.

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

Импульсный метод диагностирования трансмиссии можно реализовывать как в отношении стационарных стендов, так и 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, осуществлять 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.

Современные компьютерные технологии позволяют создавать импульсные системы, используемые как для управления, так и диагностики основных элементов механических и гидромеханических трансмиссий, на высоком

техническом уровне, соответствующем мировому. Потребность же в них доста-

точно высока и на внутреннем рынке, 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. / Дж. Алберг, Э. Нильсон, Дж. Уолш. – М. : Мир, 1972. – 316 с.
3. **А. с. 1496401 СССР, МКИ¹ А 1 F 16 Н 47/06.** Гидромеханическая передача / В. П. Тарасик, В. Ф. Платонов, А. В. Шабалин, Г. Л. Антипенко, В. К. Семенов, О. А. Стребко, Л. Н. Мальшев (СССР). – № 4271170/25-29 ; заявл. 20.09.86 ; опубл. 29.06.87, Бюл. № 22. – 4 с. : ил.
4. **Тарасик, В. П.** Совершенствование процессов управления зубчатыми муфтами тракторных трансмиссий / В. П. Тарасик, Г. Л. Антипенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1989. – № 11. – С. 9–12.
5. **А. с. 1652119 СССР, МКИ¹ А 1 В 60 К 20/00.** 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. – 3 с. : ил.
6. **Пат. 6802 ВУ, МКИ¹ С 1 G 01 М 13/02.** Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20020570 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.03.05.

Статья сдана в редакцию 20 сентября 2013 года

Григорий Леонидович Антипенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-45-34-95.

Grigory Leonidovich Antipenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-45-34-95.