

**МИКРОПРОЦЕССОРНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ ТРАНСМИССИЯМИ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ КОЛЕСНЫХ
ВОЕННЫХ МАШИН**

Введение. Основой микропроцессорных систем автоматического управления гидродинамическими трансмиссиями (САУ ГДТ) в настоящее время являются специализированные микроконтроллеры [1]. Высокое быстродействие и большой объем информации, который может обработать современный специализированный микроконтроллер, обусловили возможность получения на легкобронированных колесных военных машинах (ЛКВМ) полной реализации технических характеристик двигателя и трансмиссии в целом [2]. Однако, конструкция современной микропроцессорной САУ ГДТ представляет собой сложную электро-гидромеханическую систему, поскольку она включает в себя электромеханические и гидромеханические устройства [3]. Это усложняет решение научно-технической задачи повышения тягово-скоростных и топливо-экономичных характеристик ЛКВМ посредством разработки и внедрения микропроцессорной САУ ГДТ. Поскольку получить максимально возможные параметры подвижности и экономичности ЛКВМ позволит только отработанная и оптимизированная в составе изделия конструкция микропроцессорной САУ ГДТ, которая в процессе движения ЛКВМ сможет правильно и своевременно определять моменты включения-выключения блокировки комплексной гидродинамической передачи (КГДП), моменты и направление переключения передач в механической ступенчатой планетарной коробке переключения передач (МСПКПП), обеспечить плавность переключения передач, уменьшить работу буксования фрикционов, тем самым снизить потери энергии в трансмиссии, передаваемой от двигателя к ведущим колесам, при выполнении переключений передач и блокировки КГДП. Поэтому конструктора и ученые продолжают исследовать процессы, протекающие в микропроцессорной САУ ГДТ, а также в самой трансмиссии при движении ЛКВМ на ровной дороге и дорогам переменного профиля с целью получения оптимальных конструктивных параметров системы и оптимизации ее алгоритмов работы.

Анализ последних достижений и публикаций. В результате эксплуатации и совершенствования различных конструкций ГДТ и их САУ на ЛКВМ за последние двадцать пять лет в производстве для военных колесных машин на большие сроки удержалась конструкция ГДТ с последовательным соединением блокируемой КГДП и механических элементов трансмиссии, а также САУ микропроцессорного типа [4]. Их структурная схема представлена на рис. 1.

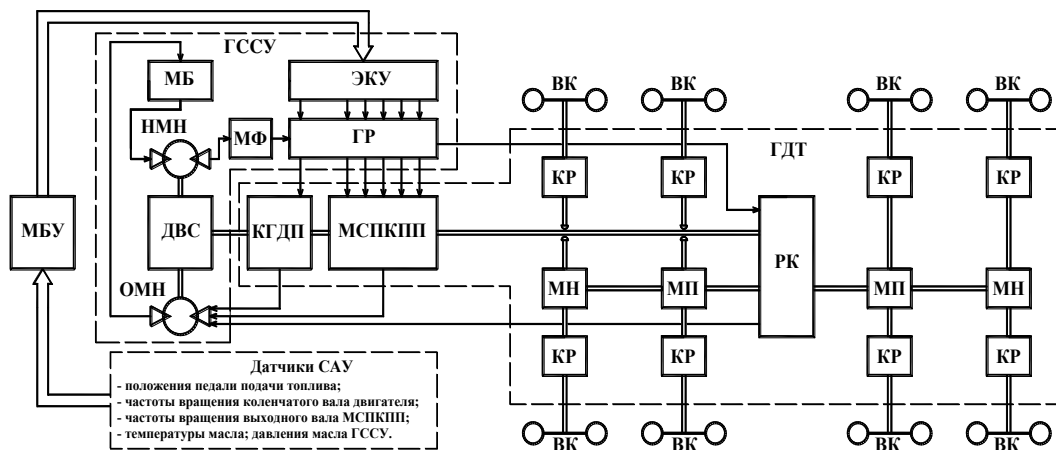


Рисунок 1 – Структурная схема ГДТ с микропроцессорной САУ применяемой на ЛКВМ, где ДВС – двигатель внутреннего сгорания, КГДП – комплексная гидродинамическая передача, МСПКПП – механическая ступенчатая планетарная коробка переключения передач, РК – раздаточная коробка, МП – мост проходной, МН – мост непроходной, КР – колесный редуктор, ВК – ведущее колесо, МБУ – микропроцессорный блок управления; МБ – масляный бак, НМН – нагнетающий масляный насос, ОМН – откачивающий масляный насос, МФ – масляный фильтр, ГР – гидрораспределитель, ЭКУ – электроклапана управления, ГССУ – гидросистема смазки и управления

Это связано с тем, что последовательное соединение КГДП с механическими элементами трансмиссии в сравнении с параллельным соединением обеспечивает более плавное трогание ЛКВМ с места, возможность движения на всех передачах с малой скоростью без опасения, что заглохнет двигатель, возможность трогаться с места на более высокой передаче, когда нет необходимости в интенсивном разгоне, повышает надежность и долговечность работы узлов двигателя и трансмиссии благодаря тому, что КГДП не передает и не пропускает крутильные колебания от двигателя в трансмиссию и динамические перегрузки со стороны трансмиссии на двигатель. И наконец, решающим фактором к утверждению данной конструкции ГДТ явилась возможность блокировать КГДП. Так как это позволило улучшить топливную экономичность ЛКВМ на стационарных режимах движения, а также исключить перегрев масла в КГДП при длительном движении в тяжелых дорожных условиях [5].

Применение САУ ГДТ микропроцессорного типа обусловлено ее возможностью решения задачи управления в темпе, совпадающем со скоростью протекания управляемых процессов в ГДТ и гидравлической части САУ, выполнения контроля большого количества параметров за один такт решения задачи управления, повышения точности воспроизведения заданного закона управления, повышения плавности переключения передач, выполнения мониторинга и диагностики САУ и ГДТ. Кроме того, построение анализирующего и вычислительного устройств САУ на основе специализированных микросхем, которые находятся в микропроцессорном блоке управления (МБУ), позволило упростить гидравлическую часть системы управления, устранить некоторые механические звенья и связанные с ними недостатки, выполнять настройку САУ посредством изменения коэффициентов, хранящихся в МБУ, унифицировать основные элементы САУ для различных модификаций КГДП и МСПКПП [6].

Анализ литературы, посвященной вопросам разработки САУ ГДТ и оптимизации ее конструктивных параметров и алгоритмов работы, показал, что большое внимание уделено вопросам выбора информационных параметров [7], построению закона управления ГДТ [6], поиска оптимальных эталонных значений информационных параметров для реализации экономичного и динамичного режимов движения [8], разработки алгоритмов адаптивного управления ГДТ и определения критериев адаптации [9], методам улучшения плавности переключения передач [10], вопросам разработки и построения встроенной диагностики системы управления и ГДТ [11]. И при этом в описании методов построения алгоритмов работы микропроцессорной САУ ГДТ, а также методов оптимизации системы отсутствуют сведения о выборе приоритетов выполнения одновременно появившихся условий на блокировку или разблокировку КГДП и включение повышенной или пониженной передачи в МСПКПП. Например, при движении ЛКВМ по ровной дороге или дороге с переменным профилем в микропроцессорной САУ ГДТ может появиться одновременно два условия на разблокировку КГДП и переключение на пониженную передачу в случае уменьшения скорости движения машины или на блокировку КГДП и переключение на повышенную передачу в случае увеличения скорости движения машины. В этих случаях конструкторам приходится интуитивно определять приоритеты выполнения условий при построении алгоритмов работы микропроцессорной САУ ГДТ. Хотя от правильности выбора последовательности выполнения перечисленных условий могут зависеть величина абсолютного расхода топлива к пройденному пути, время торможения или разгона машины, плавность выполнения переключений передач и как результат ресурс работы ГДТ [12]. Поэтому необходимо определить критерии, с помощью которых можно устанавливать приоритеты выполнения условий блокировки или разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП при построении алгоритмов работы в микропроцессорной САУ ГДТ.

Цель и постановка задачи. Данная работа ставит своей целью проведение анализа процессов, возникающих в результате выполнения блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП в разных последовательностях. Определение критериев приоритета последовательности выполнения условий блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП при построении алгоритма работы САУ ГДТ.

Основная часть. Перед тем, как приступить к проведению анализа процессов, возникающих в ГДТ в результате выполнения блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП ознакомимся с основными различиями в современных конструкциях ГДТ. Ведущие зарубежные производители Allison и ZF в области изготовления автоматических коробок передач (АКП) для построения ГДТ по последовательной схеме на многоцелевых колесных машинах выпускают модельный ряд коробок, которые имеют возможность переключения от 5-ти до 7-ми ступеней передач для движения вперед. К ним относятся модификации MT-653DR (5x1), MD 3066P (6x1), 3200SP (6x1), 4500 RDS (6x1) фирмы Allison; 5HP500 (5x1), ECOMAT 6HP602C (6x1), ECOMAT 7HP 902 (7x1) фирмы ZF [13] и др. В 5-ти ступенчатых АКП перекрытие между передачами меньше, чем в 6-ти или 7-ми ступенчатых АКП, а это означает, что КГДП будет работать в разблокированном состоянии больше времени, чем в

сблокированном для обеспечения плавности переключений передач. Несмотря на то, что 5-ти ступенчатые АКП получаются менее экономичными в сравнении с 6-ти и 7-ми ступенчатыми фирмы производители продолжают их выпускать из-за того, что они имеют наименьшие массово-габаритные показатели, а также стоимость изготовления. Поэтому для проведения исследований целесообразно сравнивать процессы, которые будут возникать в результате выполнения блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП, в 5-ти ступенчатых и 6-ти или 7-ми ступенчатых ГДТ.

Таким образом, для проведения исследований можно взять конструкции ГДТ, которые установлены на серийных и опытных образцах бронетранспортеров украинского производства: БТР-4Е, БТР-4А, БТР-4В, БТР-3Е1. Технические характеристики двигателя и АКП, установленные на них, представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики двигателей и АКП, применяемых на бронетранспортерах украинского производства

Объект	Вес машины, т	Марка двигателя; макс. мощность, кВт (л.с.), при частоте вращения мин ⁻¹ ; макс. крутящий момент Н·м, при частоте вращения мин ⁻¹	Марка АКП, страна изготовитель	Кол-во передач
БТР-4Е	20,5	ЗТД-3, Украина; 368 (500), 2600; 1290, 1900..2000;	АКП разработки ХКБМ, Украина	КП 5 x 1
БТР-4А	21	Iveco Cursor II, Италия; 316 (430), 2100; 1900, 1250..1525;	АКП разработки ХКБМ, Украина	КП 5 x 1
БТР-4В	21	DEUTZ BF6M 1015CP, Германия; 300 (408), 1900; 2030, 1300..1400;	ALLISON 4500RDS, США	6 x 1
БТР-3Е1	16,4	MB 6R106TD21, Германия; 240 (326), 2300; 1300, 1230..1500;	ALLISON 3200SP, США	6 x 1

Все ГДТ на бронетранспортерах выполнены по последовательной схеме. Отличаются только количеством передач для движения вперед. Общей конструктивной особенностью изделий БТР-4А, БТР-3Е1 является то, что на них установлены дизельные двигатели с микропроцессорной системой управления подачи топлива. Такие двигатели могут поддерживать максимальное значение крутящего момента в диапазоне 270 мин⁻¹ частоты вращения коленчатого вала. На изделиях БТР-4Е и БТР-4В установлены дизельные двигатели с гидромеханическим всережимным регулятором подачи топлива. В этих двигателях максимальное значение крутящего момента может поддерживаться в диапазоне 100 мин⁻¹ частоты вращения коленчатого вала. Из этого следует, что на бронетранспортерах, которые имеют АКП с одинаковым количеством передач для движения вперед, наилучшее перекрытие между передачами будет у изделий, на которых установлены дизельные двигатели с микропроцессорной системой управления подачей топлива. Это в свою очередь приводит к тому, что на изделиях БТР-4А, БТР-3Е1 КГДП большую часть времени будет работать в заблокированном состоянии в сравнении с изделиями БТР-4Е и БТР-4В. Следовательно, на изделиях БТР-4А, БТР-3Е1 будет меньшим расход топлива не только благодаря экономичности самих двигателей, но и благодаря поддержанию максимальной величины коэффициента полезного действия (КПД) в ГДТ большую часть времени движения изделий.

Для более детального анализа построим тяговые характеристики бронетранспортеров при заблокированной КГДП. С этой целью определим величины силы тяги на ведущих колесах ($P_{тяги}$) и скорости движения машины (v_m) по следующим формулам [5]:

$$P_{тяги} = \frac{M_{дв}}{R_{вк}} \cdot i_{тр} \eta_{тр}; \quad v_m = \frac{\omega \cdot R_{вк}}{i_{тр}}, \quad (1)$$

где $P_{тяги}$ – сила тяги на ведущих колесах машины, Н; $M_{дв}$ – свободный крутящий момент коленчатого вала двигателя, Н·м; $R_{вк}$ – радиус ведущего колеса, м; $i_{тр}$ – передаточное отношение трансмиссии; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии, v_m – скорость движения машины м/с; ω – частота вращения коленчатого вала двигателя, с⁻¹.

Для дизельного двигателя свободный крутящий момент, развиваемый коленчатым валом двигателя, можно определить по следующей аппроксимирующей зависимости [14]:

$$M_{\partial}[\omega(t), h(t)] = \frac{h(t) - h_{\min}}{h_{\max} - h_{\min}} \cdot N_{\max} \cdot \left[\alpha \frac{\omega(t)^3}{\omega_N^4} + \beta \frac{\omega(t)^2}{\omega_N^3} + \gamma \frac{\omega(t)}{\omega_N^2} + \delta \frac{1}{\omega_N} \right], \quad (2)$$

где h_{\min} , h_{\max} – положения рейки топливного насоса, которые соответствуют минимальной и максимальной подаче топлива, мм; N_{\max} – максимальная свободная мощность двигателя, Вт; ω_N – частота вращения коленчатого вала двигателя в режиме максимальной мощности, с⁻¹; α , β , γ , δ – коэффициенты, которые удовлетворяют условию $\alpha + \beta + \gamma + \delta = 1$ и вычисляются по соотношениям:

$$\alpha = \frac{2\kappa + a - 3}{(1-a)^3}; \quad \beta = \frac{(1+a)(4-3\kappa) - 2a^2}{(1-a)^3}; \quad \gamma = \frac{6\kappa - (8-a-a^2)}{(1-a)^3} \cdot a; \quad \lambda = \frac{2a^2(2-a) - \kappa(3a-1)}{(1-a)^3},$$

где $a = \frac{\omega_M}{\omega_N}$; $k = \frac{M_{\max}}{M_N}$; ω_M – частота вращения коленчатого вала двигателя соответствующая значению

максимального крутящего момента; ω_N – частота вращения коленчатого вала двигателя соответствующая значению максимальной мощности; M_{\max} – максимальный крутящий момент двигателя; M_N – крутящий момент двигателя, соответствующий максимальной мощности.

Тяговые характеристики бронетранспортеров представлены на рис. 2–5. Из характеристик видно, что на всех бронетранспортерах большой разрыв значений величины силы тяги между 1-й и 2-й передачами. Поэтому переключение с 1-й на 2-ю передачу и назад необходимо выполнять только при разблокированной КГДП. Это позволит уменьшить большой скачек величины крутящего момента двигателя в кинематической цепи трансмиссии, который приводит к возникновению ударных нагрузок. А это в свою очередь ведет к уменьшению ресурса работы двигателя и ГДТ.

Из тяговой характеристики изделия БТР-4Е следует, что переключение передач в ГДТ со 2-й на 3-ю, с 3-й на 4-ю, с 4-й на 5-ю и назад необходимо выполнять только при разблокированной КГДП. Поскольку, между тяговыми характеристиками на всех передачах имеется разрыв величины силы тяги, который будет приводить к появлению толчков при переключениях передач и как следствие к увеличению ударных нагрузок в трансмиссии.

Что касается изделия БТР-4А, то в нем переключения передач с 3-й на 4-ю, с 4-й на 5-ю и назад можно осуществлять при сблокированной КГДП. Поскольку, между тяговыми характеристиками на этих передачах есть общие точки пересечения. А переключение передачи со 2-й на 3-ю и назад необходимо выполнять только при разблокированной КГДП, так как между тяговыми характеристиками на этих передачах имеется разрыв величины силы тяги.

Переключения передач со 2-й по 6-ю вверх и вниз на изделиях БТР-4В и БТР-3Е1 можно выполнять при сблокированной КГДП, поскольку между тяговыми характеристиками на этих передачах также имеются общие точки пересечения. И при переключениях передач в этих точках в любом направлении с пониженной на повышенную или наоборот не будут возникать ударные нагрузки в ГДТ.

Таким образом, разное количество передач в ГДТ для движения вперед влияет на способ управления трансмиссией. В ГДТ с возможностью переключения до 6-ти или 7-ми передач движения вперед КГДП необходимо разблокировать только на 1-й и 2-й передачах, для обеспечения плавного трогания машины с места, маневрирования на этих передачах и плавности переключения между передачами. После выполнения блокировки КГДП на 2-й передаче она может оставаться в сблокированном положении на всех последующих передачах. Это позволит повысить КПД ГДТ на повышенных передачах в сравнении с 5-ти ступенчатыми ГДТ, тем самым уменьшить абсолютный расход топлива за пройденный путь и при этом сохранить плавность переключения передач.

В ГДТ с возможностью переключения до 5-ти передач движения вперед КГДП также необходимо разблокировать на 1-й и 2-й передачах. На 2-й и выше передачах КГДП необходимо блокировать при условии, когда величина силы тяги на ведущих колесах будет равна при разблокированном и сблокированном состоянии КГДП [7]. После чего, при последующих переключениях, КГДП необходимо разблокировать, если имеется разрыв величины силы тяги между соседними тяговыми характеристиками как на изделии БТР-4Е. Поскольку будут возникать ударные нагрузки в ГДТ, которые приводят к уменьшению ресурса работы трансмиссии. Если нет разрыва величины силы тяги на ведущих колесах между соседними тяговыми характеристиками и имеются точки пересечения, как на повышенных передачах изделия БТР-4А, то переключения между передачами можно осуществлять при сблокированной КГДП.

Следующим возникает вопрос: «В какой последовательности необходимо выполнять условия блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП в случае, когда имеется разрыв величины силы тяги на ведущих колесах между тяговыми характеристиками на соседних передачах

ГДТ?» Для ответа на этот вопрос проанализируем тяговые характеристики изделия БТР-4Е при разблокированной и заблокированной КГДП. С этой целью определим величину крутящего момента на турбинном колесе КГДП (M_m) и величину частоты вращения турбинного колеса КГДП (ω_m). После чего подставим их значения в формулу (1), в место величин M_{de} и ω .

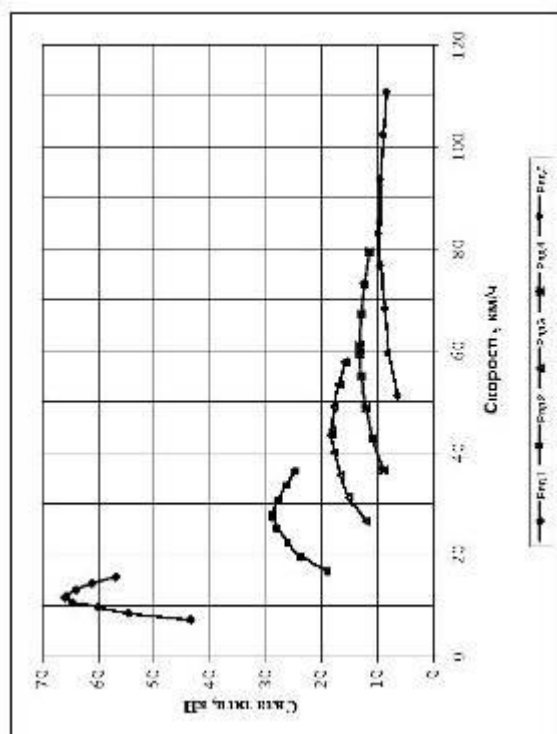


Рис.1. Тяговая характеристика БТР-4Е при заблокированном ГТ

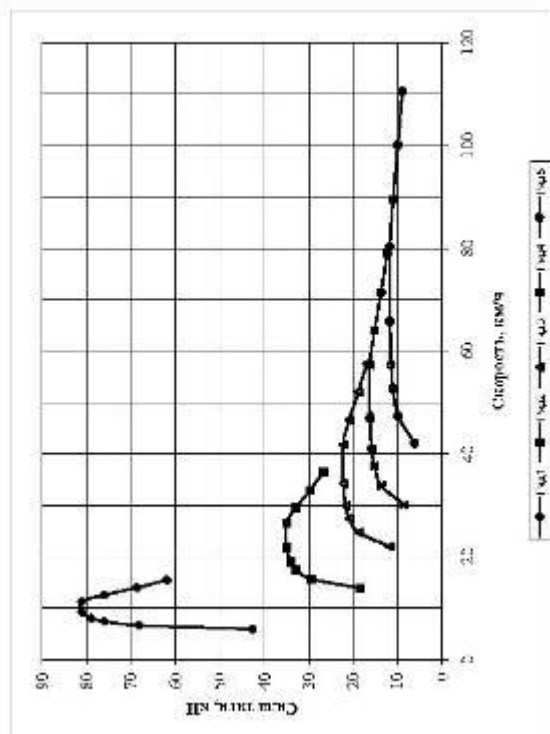


Рис.2. Тяговая характеристика БТР-4А при заблокированном ГТ

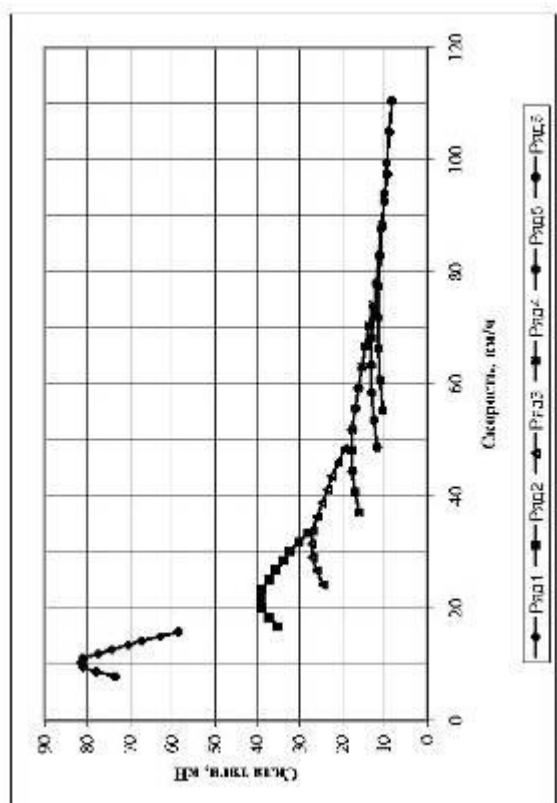


Рис.3. Тяговая характеристика БТР-4В при заблокированном ГТ

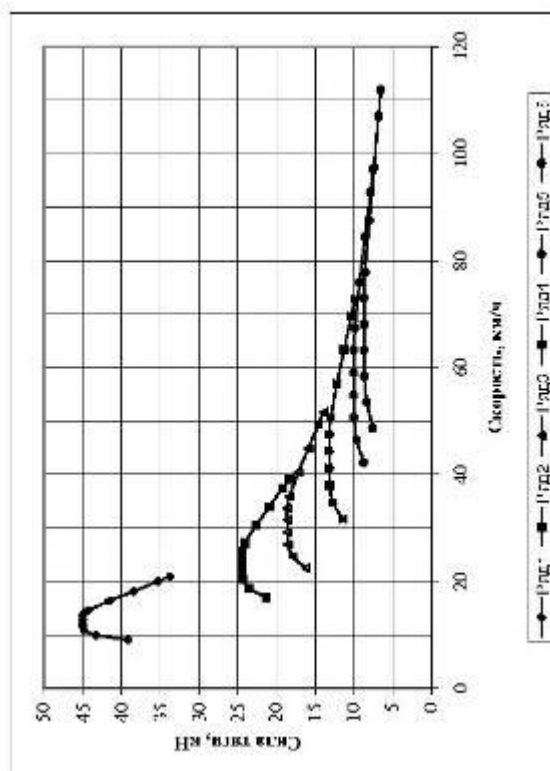


Рис.4. Тяговая характеристика БТР-3Е1 при заблокированном ГТ

Величина M_m равна[5]:

$$M_m = \kappa_{zm} \cdot M_n = \kappa_{zm} \cdot \lambda_n \cdot \gamma_{жс} \cdot \omega_n^2 \cdot D_a^5, \quad (3)$$

где κ_{zm} – коэффициент трансформации момента КГДП; M_n – крутящий момент развиваемый насосным колесом, Н·м; λ_n – коэффициент момента насосного колеса, с²/м; $\gamma_{жс}$ – удельный вес рабочей жидкости, Н/м³; ω_n – частота вращения вала насосного колеса с⁻¹; D_a – активный диаметр гидропередачи, м.

Величина ω_m равна[16]:

$$\omega_m = \omega_n \cdot i_{zn}^{-1}, \quad (4)$$

где ω_n – частота вращения вала насосного колеса с⁻¹; i_{zn}^{-1} – кинематическое передаточное число гидропередачи.

Теперь рассмотрим, как изменяется величина силы тяги ($P_{тяги}$) на ведущих колесах машины между двумя соседними передачами при разблокированной и заблокированной КГДП. Например, возьмем тяговые характеристики изделия БТР-4Е на 3-й и 4-й передачах. Они представлены на рис. 6.

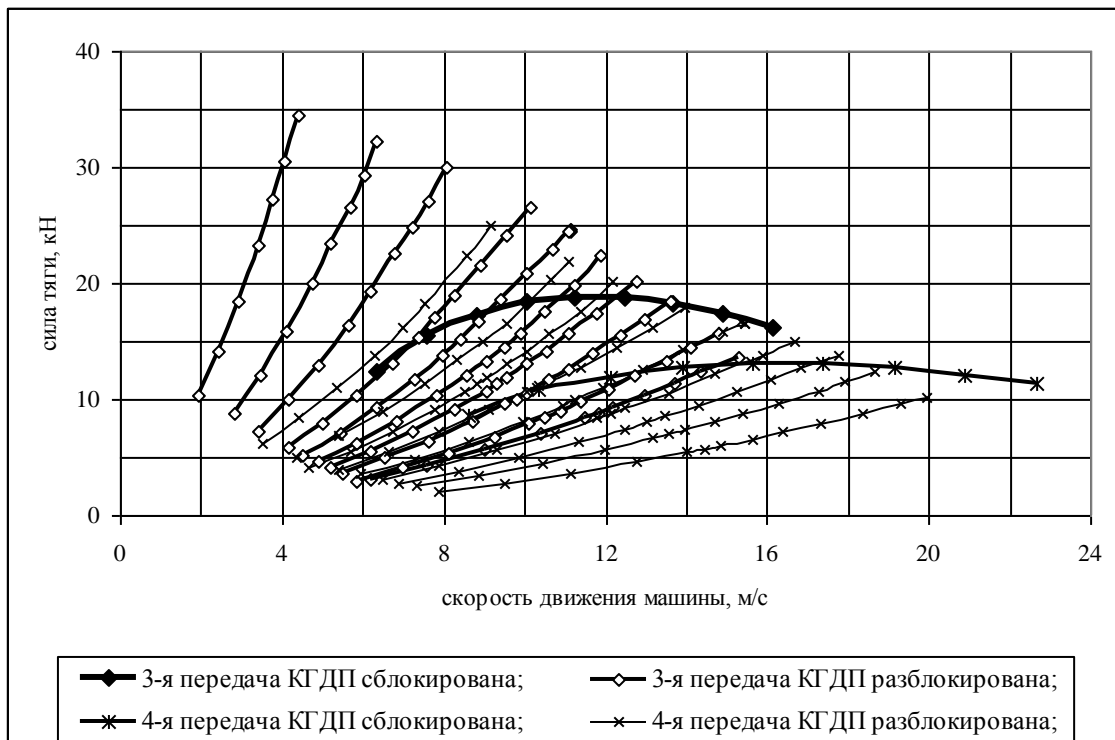


Рисунок 6 – Тяговые характеристики изделия БТР-4Е на 3-й и 4-й передачах при разблокированной и заблокированной КГДП

Из рисунка видно, что тяговые характеристики изделия БТР-4Е на 3-й передаче при разблокированной КГДП в режиме гидромукты пересекаются с тяговой характеристикой на 4-й передаче при заблокированной КГДП и в режиме гидротрансформатора пересекаются с тяговыми характеристиками на 4-й передаче при разблокированной КГДП, работающей в режиме гидротрансформатора. А также тяговые характеристики на 4-й передаче при разблокированной КГДП в режиме гидротрансформатора пересекаются с тяговыми характеристиками на 3-й передаче при заблокированной КГДП и при разблокированной КГДП в режимах гидромукты и гидротрансформатора.

Таким образом получаем, что при разгоне машины на 3-й передаче сначала необходимо заблокировать КГДП при условии, когда величина силы тяги на ведущих колесах будет неизменной при разблокированной и заблокированной КГДП. Это позволит увеличить КПД ГДТ и соответственно уменьшить расход топлива к пройденному пути при разгоне. Кроме того, с точки зрения динамики

разгона машины продолжать ее разгон на разблокированной КГДП не целесообразно после наступления условия равенства силы тяги на ведущих колесах при разблокированной и заблокированной КГДП, поскольку величины силы тяги на ведущих колесах при разблокированной КГДП становятся меньше величин силы тяги при заблокированной КГДП. Перед наступлением условия переключения с 3-й на 4-ю передачу необходимо разблокировать КГДП, выключить 3-ю передачу и включить 4-ю передачу. Это позволит сгладить скачек величины крутящего момента двигателя в кинематической цепи трансмиссии. После чего следует продолжать разгон на 4-й передаче при разблокированной КГДП. Потом при наступлении условия следует выполнить блокировку КГДП. Дальнейший разгон машины на 4-й передаче при заблокированной КГДП и последующий процесс переключения с 4-й на 5-ю передачу следует выполнять по выше описанному алгоритму. В результате мы сможем обеспечить плавность переключения передач при поддержании высоких значений КПД ГДТ с 5-ю передачами движения вперед в процессе выполнения разгона машины.

Замедлении машины на 4-й передаче при заблокированной КГДП необходимо выполнять следующим образом. Перед выполнением условия переключения с 4-й на 3-ю передачу необходимо сначала выполнить условие разблокировки КГДП, которое заключается в следующем. Разблокировка КГДП должна произойти при достижении частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя значения, которое равно или меньше величины частоты вращения, соответствует точке максимального крутящего момента двигателя на внешней скоростной характеристике. В случае работы дизельного двигателя на частичной скоростной характеристике разблокировку КГДП необходимо выполнять при условии выхода на внешнюю скоростную характеристику и величине частоты вращения также меньшей или равной значению, которое соответствует точке максимального крутящего момента двигателя на внешней скоростной характеристике [7]. После разблокировки КГДП продолжать движение на 4-й передаче следует до тех пор, пока величина КПД КГДП находится в рабочем диапазоне максимальных значений. При выходе из рабочего диапазона максимальных рабочих значений КПД КГДП следует выключить 4-ю передачу и включить 3-ю. Такой подход позволяет значительно уменьшить скачек величины крутящего момента двигателя в кинематической цепи трансмиссии при поддержании высоких значений КПД ГДТ с 5-ю передачами движения вперед в процессе выполнения замедления машины.

Выводы. Таким образом, в результате анализа процессов в ГДТ, протекающих при выполнении блокировки-разблокировки КГДП и переключении передач в МСПКПП, для определения последовательности выполнения условий блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП сформулируем критерии приоритета выполнения условий.

1. Если тяговые характеристики машины на соседних передачах в ГДТ имеют общие точки пересечения при заблокированной КГДП, то переключение между этими передачами в любом направлении следует выполнять при заблокированной КГДП. В этом случае выполнение условия переключения передач в МСПКПП является первичным перед выполнением условия разблокировки КГДП.

2. Если тяговые характеристики машины на соседних передачах в ГДТ имеют разрыв величины силы тяги, то переключение между этими передачами в любом направлении следует выполнять при разблокированной КГДП. В этом случае выполнение условия разблокировки КГДП является первичным перед выполнением условия переключения передач в МСПКПП.

Литература

1. Александров Е.Е. Выбор микропроцессорной техники для проектирования электронных блоков управления двигателем или трансмиссией транспортных средств / Е.Е. Александров, С.В. Стривовский // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 224–228.
2. Александров Е.Е. Перспективы применения гидромеханической трансмиссии с микропроцессорной системой управления на военных машинах / Е.Е. Александров, С.В. Стривовский // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 92–98.
3. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. Устройство, эксплуатация, диагностика и техническое обслуживание. – М.: Астель, 2003. – 479 с.
4. Eric H. Complete Guide Medium Armoured Vehicles 2009 / H. Eric // Armada.– 2009.–№1.– 40 с.
5. Самородов В.Б. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. Бесступенчатые трансмиссии. Расчет и основы конструирования: [учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав.] / Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палашенко А.С.; под ред. Е.Е. Александрова. – Харьков: ХГПУ, 1997. – 185 с.
6. Красневский Л.Г. Управление гидромеханическими многоступенчатыми передачами мобильных машин / Л.Г. Красневский – Мн.: Наука и техника, 1990. – 256 с.

7. Александров Е.Е. Выбор информационных параметров для разработки системы автоматического управления гидромеханической трансмиссией транспортного средства / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2007. – №1. – С 27–35.
8. Волонцевич Д.О. Синтез гидродинамической трансмиссии транспортной машины с использованием модели двигателя внутреннего сгорания с системой топливоподачи / Д.О. Волонцевич, С.В. Стримовский // *Вісник НТУ "ХП"*. Транспортне машинобудування. –2008. – № 46. – С.58–72.
9. Крайнык Л.В. Принципы адаптивного управления динамикой процессов переключения гидромеханических передач / Л.В. Крайнык, В.Б. Кондур // *Вестник ЛПИ. Динамика, прочность и проектирование машин и приборов*. – 1999. – №230. С. 49–51.
10. Стримовский С.В. Обеспечение качества переключения передач в гидромеханической трансмиссии колесной машины / С.В. Стримовский // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2007. – №4/4(28). – С. 38–41.
11. Александров Е.Е. Особенности построения диагностических функций в электронном блоке микропроцессорной системы управления гидромеханической трансмиссией на современных транспортных средствах / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Вісник НТУ "ХП"*. Транспортне машинобудування. – 2007. – № 33. – С. 25–31.
12. Борисюк М.Д. Дослідження характеристик рухливості легкоброньованої колісної військової машини з гідромеханічною трансмісією / М.Д. Борисюк, В.О. Толстолуцький, С.В. Стрімовський, В.М. Соловйов // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2010. – №4. – С. 102–108.
13. Army Technology. Propulsion, Transmission and Components: [Електронний ресурс] 18.01.11. Режим доступа к сайту: <http://army-technology.com>.
14. Александров Є.Є. Системи автоматики транспортних засобів: Підручник. – К.: ІСДО, 1994. – 212 с.

УДК 629.113-585.52

Стрімовський С.В.

МІКРОПРОЦЕСОРНІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМИ ТРАНСМІСІЯМИ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ КОЛІСНИХ ВІЙСЬКОВИХ МАШИН

На основі досліджень мікропроцесорних систем автоматичного керування гідродинамічними трансмісіями, які застосовуються на легкоброньованих колісних військових машинах, визначено критерії вибору послідовності виконання умов блокування-разблокування комплексної гідродинамічної передачі та переключення передачі в механічній східчастій планетарній коробці передач. Наведено загальні питання побудови мікропроцесорних систем керування гідродинамічними трансмісіями транспортних колісних машин.

Strimovskiy S.V.

MICROPROCESSOR AUTOMATIC CONTROL SYSTEMS THE HYDRODYNAMICAL TRANSMISSION ON THE ARMOUR LIGHT WHEELED MILITARY VEHICLES

On basis of research microprocessor automatic control systems hydrodynamical transmissions, which apply on armour light wheeled military vehicles, to be determine criteria of the choice execution sequence conditions blocking-unblocking combined hydrodynamical drive and gear shift in mechanical stepped planetary gear-box. To be adduce general questions building microprocessor control systems hydrodynamical transmissions on wheeled vehicles.