

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРООБЪЕМНОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

С.В. Кондаков, С.В. Фёдоров

Приведены результаты имитационного моделирования движения машины с двухпоточной центральной трансмиссией, включающей гидродинамический трансформатор крутящего момента, гидрообъемную передачу и механизм свободного хода.

Ключевые слова: математическая модель, механизм свободного хода, гидродинамический трансформатор крутящего момента, гидрообъемная передача, установочная мощность.

Известно, что возможности полнопоточной центральной гидрообъемной трансмиссии весьма ограничены по установочной мощности гидрообъемной передачи (ГОП). Мощность ГОП должна многократно превышать мощность двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [1]. В 80-е годы XX века на кафедре КГМ ЧПИ проводился комплекс научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по изучению и проектированию трансмиссий и механизмов поворота на базе гидравлических передач, в том числе разработана бесступенчатая коробка передач (КП) для моторно-трансмиссионной установки быстроходной гусеничной машины (БГМ) [2]. Подобно тому, как в «Леопарде-2» и БМП «Мардер» в механизме поворота параллельно ГОП установлена гидродинамическая муфта [3], в предлагаемой КП гидродинамический трансформатор (ГДТ) поставлен в параллельный поток мощности с ГОП, что позволило снизить требования к установочной мощности ГОП в 3–5 раз и объединить высокую энергоемкость ГДТ и внешнюю управляемость ГОП. Соединение двух потоков мощности осуществлено механизмом свободного хода (МСХ). Принципиальным преимуществом МСХ перед фрикционом является мгновенное включение без разрыва потока мощности. Именно поэтому МСХ получают все большее распространение в современных автоматических планетарных коробках передач.

Интерес, проявляемый авторами к математическому описанию МСХ, основан на перспективности использования модели МСХ не только для анализа работы гидрообъемнодинамической трансмиссии БГМ, но и для исследования работы автоматических коробок передач со сложной системой управления с использованием МСХ.

В данной статье объектом исследования является бесступенчатая КП (рис. 1). При установке автоматической системы (АС) класса «мощность» такой коробкой передач можно поддерживать постоянную мощность процесса (постоянную мощность ДВС) при различных дорожных условиях.

В КП насос 2 и мотор 3 имеют одинаковые максимальные рабочие объемы. Параллельно ГОП с помощью шестерен 5 и 6 подсоединен ГДТ, состоящий из насосного колеса 7, турбинного колеса 8 и реактора 9. Между валом 10 турбинного колеса и валом 4 мотора установлен редуктор, состоящий из пары шестерен 11 и 12 с передаточным числом, равным относительной установочной мощности ГОП. Внутри шестерни 12 установлен также МСХ13, соединяющий ее с валом 4.

При движении машины КП работает следующим образом (рис. 2): на дороге с малым сопротивлением при максимальной скорости вся мощность передается через ГОП. При увеличении сопротивления снижается скорость выходного вала 4, подключается МСХ и в работу вступает ГДТ.

Возможны несколько режимов передачи мощности от ДВС к ведущим колесам: параллельно двумя потоками, одной ГОП, циркуляция мощности в контуре ГДТ-ГОП. Циркуляция мощности возможна только по часовой стрелке, от турбины ГДТ к мотору ГОП, циркуляция мощности против часовой стрелки – от мотора ГОП в турбине ГДТ пресекается МСХ. Режим циркуляции мощности может наступить при неправильно выбранном передаточном отношении ГОП (вручную, без АС).

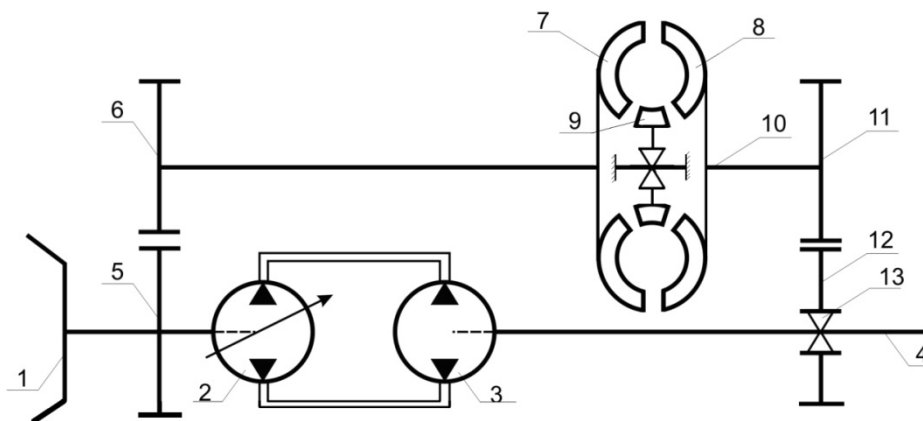


Рис. 1. Кинематическая схема бесступенчатой коробки передач

Принципиальная работоспособность заявленной конструкции не вызывает сомнений, тем не менее поведение предлагаемой коробки передач в динамике представляет научный и практический интерес. Вопросы о возможной перегрузке ГОП при некоторых режимах динамического нагружения, например, при разгоне или торможении машины, а также циркуляции мощности в замкнутом контуре гидравлических передач сохраняют актуальность. Появившиеся в последнее время вычислительные средства и математические модели движения БГМ позволяют исследовать работу указанной КП методом имитационного моделирования, установив ее в трансмиссию БГМ.

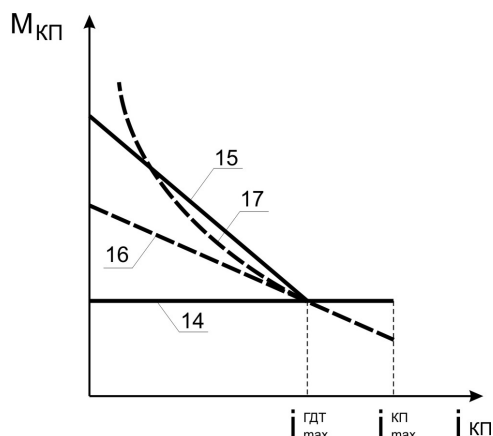


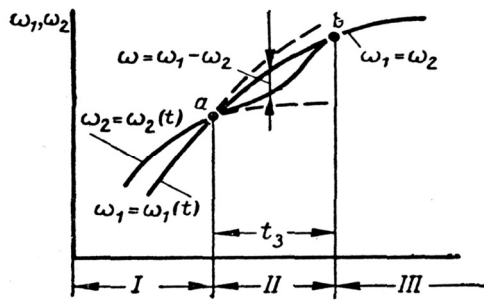
Рис. 2. Зависимость момента на выходном валу бесступенчатой коробки передач от ее передаточного отношения: 1 – момент на валу мотора ГОП; 2 – момент на турбине гидротрансформатора; 3 – момент на валу гидротрансформатора при работе на частичной характеристике двигателя; 4 – выходная характеристика бесступенчатой КП

Особый интерес представляет математическое описание МСХ, являющегося ключевым элементом данной КП. В работах В.Ф. Мальцева [4, 5] приведено описание процесса включения МСХ через их упругие свойства. Сила упругости пропорциональна углу скручивания, который интегрируется по разности угловых скоростей обоев, связанных с мотором ГОП и турбиной ГДТ. В период включения, после выравнивания скоростей внешней (ГДТ) и внутренней (ГОП) обоев внешняя обойма на некоторое время «обгоняет» внутреннюю (рис. 3). Только после создания упругой силы деформации скорости обоев МСХ снова выравниваются. В замкнутом состоянии МСХ передает усилия также упругими силами. При выключении МСХ сначала «раскручивается» накопленный угол скручивания и только потом вал мотора ГОП обгоняет вал турбины ГДТ.

За основу взята математическая модель МСХ В.Ф. Мальцева [4] с уточнением представления упругого момента М_{МСХ} :

$$\left\{ \begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= M_T - M_{МСХ} \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= M_M + M_{МСХ} - M_c \ , \\ M_{МСХ} &= \frac{C \int (\omega_1 - \omega_2) dt}{1 + RC \int (\omega_1 - \omega_2) dt} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Расчет и конструирование



где J_1, J_2 – моменты инерции турбины ГДТ и мотора ГОП; $M_T, M_M, M_{МСХ}, M_c$ – крутящие моменты на турбине ГДТ и на моторе ГОП, упругий момент МСХ, момент сопротивления; R – приведенные потери в МСХ; C – приведенная упругость МСХ.

Рис. 3. К исследованию динамики заклинивания МСХ [4, с. 104]: I – свободный ход; II – период заклинивания; III – заклиненное состояние

В работах В.Ф. Мальцева указано на нелинейность упругой характеристики МСХ, предложено аппроксимировать ее параболой переменной степени. В 60-е годы XX века исследователи не имели возможностей по численному интегрированию систем дифференциальных уравнений, поэтому делались всевозможные попытки аналитических решений с неизбежными допущениями в математическом описании условий работы МСХ. Современные средства вычислительной техники позволяют применять методы численного интегрирования и отказаться от многих упрощений, в частности от постоянства момента сопротивления, что важно для трансмиссии транспортной машины.

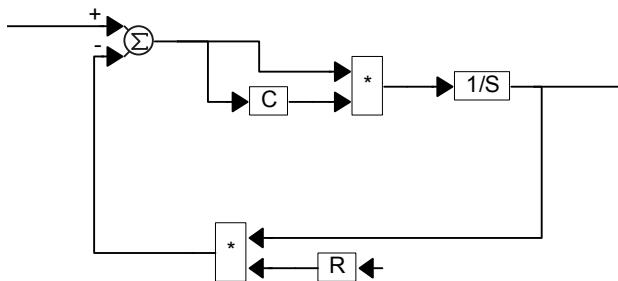


Рис. 4. Структурная схема МСХ

Авторы статьи предлагают воспользоваться аппаратом передаточных функций и представить МСХ аperiodическим инерционным звеном первого порядка с передаточной функцией $W = \frac{K}{Ts + 1}$ и структурной схемой (рис. 4).

Предлагаемый способ описания упругих свойств МСХ позволяет определять упругий МСХ без изменения структуры системы уравнений (1) при переходе от замкнутого

состояния к разомкнутому. В замкнутом состоянии момент определяется через упругие силы, а они в свою очередь через относительное перемещение обойм МСХ (угол скручивания), причем условие превышения скорости вращения мотора ω_m над скоростью вращения турбины ω_t не является условием выключения МСХ. В этом случае происходит лишь уменьшения $M_{МСХ}$, и пока он больше нуля, МСХ замкнут.

Условие включения МСХ (блокировки):

$$M_{МСХ} > 0. \quad (2)$$

Условие выключения МСХ (разблокировки):

$$\text{если } M_{МСХ} < 0, \text{ то } M_{МСХ} = 0. \quad (3)$$

В программе VISSIM МСХ задан передаточной функцией аperiodического инерционного звена первого порядка, а упругий момент МСХ определяется по блок-схеме рис. 5.

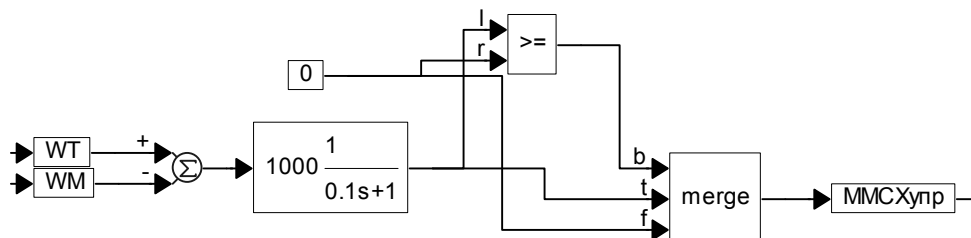


Рис. 5. Блок-схема определения упругого момента МСХ

Разработанная на кафедре КГМ математическая модель движения БГМ [6, 7] приведена в соответствие с кинематической схемой (см. рис. 1) в части, касающейся описания конструкции трансмиссии:

$$\frac{d\omega_r}{dt} = [M_r - M_{MCX}] \frac{1}{J_1}; \tag{4}$$

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \left[M_m + M_{MCX} - \frac{(P_1 + P_2) R_{BK} \kappa}{i_{БП} i_{КПП} (\kappa + 1)} \right] \frac{1}{J_2}, \tag{5}$$

где P_1, P_2 – силы тяги на гусеницах, Н; R_{BK} – радиус ведущего колеса, м; κ – кинематический параметр суммирующего планетарного механизма, который обеспечивает поворот БГМ (с помощью дополнительного потока мощности от ДВС), не рассматриваемый в данной статье; $i_{БП}, i_{КПП}$ – передаточные числа бортовой передачи и механической коробки перемены передач.

Далее приведены фрагменты имитационного моделирования некоторых стандартных режимов движения: разгона, равномерного движения, движения накатом, торможения. Кроме того, рассмотрено равномерное движение по одному грунту с последующим переходом на другой грунт.

1) Движение с разгоном по грунту с коэффициентом сопротивления $\psi = 0,06$ в течение 20 с, затем изменение дорожных условий до $\psi = 0,3$ (рис. 6) при неизменном положении рычага управления скоростью (передаточного отношения ГОП).

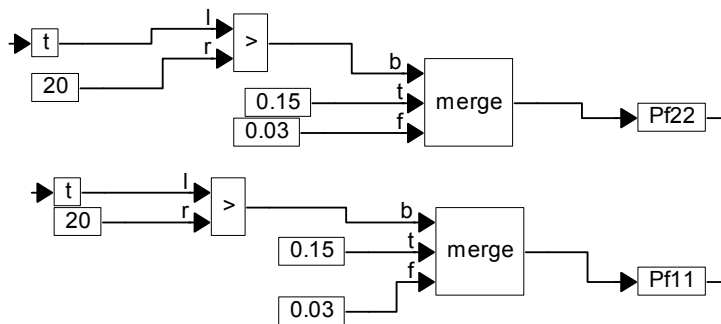


Рис. 6. Формирование сопротивления передвижению

По рис. 7, а видно, что ГОП перегружается, но не переходит в генераторный режим, а при другом неизменном передаточном отношении (рис. 8, а) сначала возникает генераторный режим, а при увеличении сопротивления перегружается ГОП по давлению. Становится очевидной необходимость установки АС, контролирующей передаточное отношение ГОП в зависимости от сопротивлений. На основании проведенных ранее исследований [8, 9], в математическую модель введена АС «класса мощность», регулирующая передаточное отношение ГОП, а вместе с ней и ГДТ.

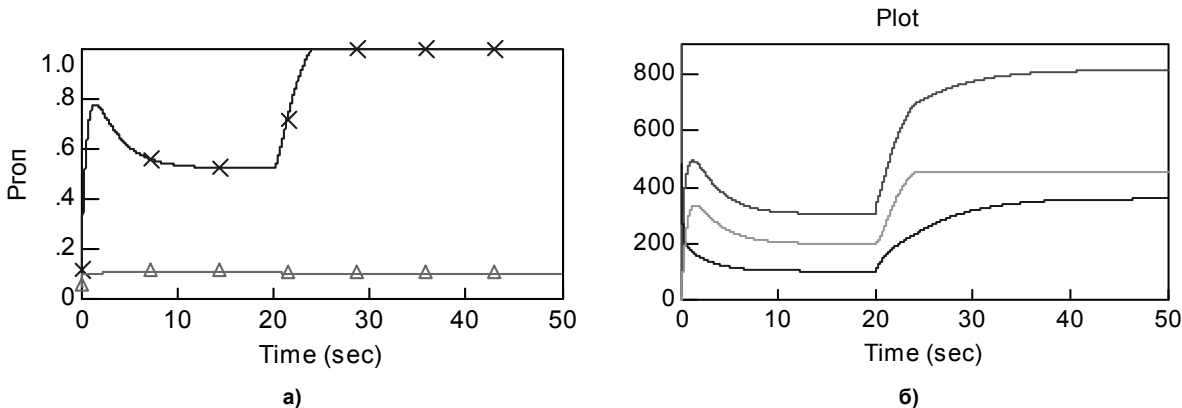


Рис. 7. Давление в ГОП (а) и моменты на турбине ГДТ, моторе ГОП и суммарный момент сопротивления (б) в трансмиссии без АС с постоянным передаточным отношением 0,8

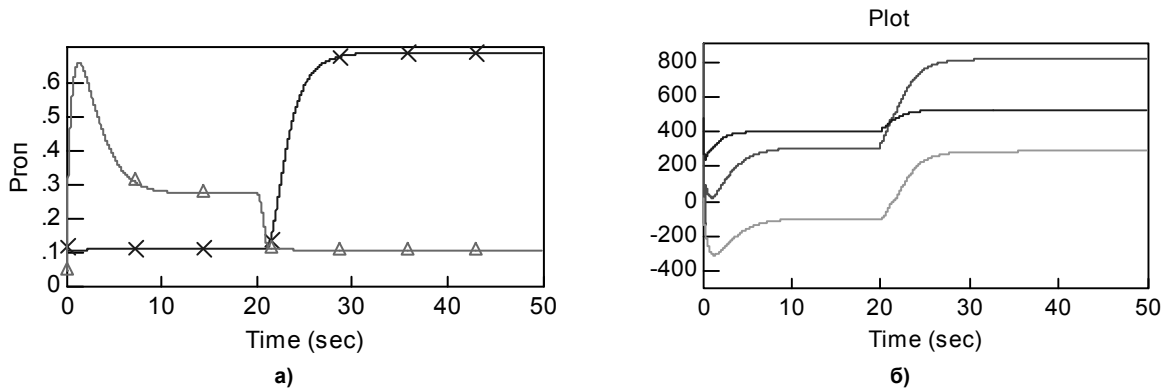


Рис. 8. Давление в ГОП (а) и моменты на турбине ГДТ, моторе ГОП и суммарный момент сопротивления (б) в трансмиссии без АС с постоянным передаточным отношением 0,6

2) Движение с разгоном по грунту с коэффициентом сопротивления $\psi = 0,06$ в течение 20 с, затем изменение дорожных условий до $\psi = 0,3$ (см. рис. 6). АС класса «мощность», управляющая скоростью движения в зависимости от внешней нагрузки, изменяет подачу насоса ГОП (передаточное отношение бесступенчатой коробки передач по рис. 2), что приводит к изменению параметров движения с удержанием постоянной мощности процесса.

Видно, что в период 13...20 с МСХ выключен, турбина ГДТ отстает от мотора ГОП (рис. 9, б), а момент МСХ равен нулю (рис. 9, а). Передаточное отношение ГДТ выходит на единицу. МСХ выключается в момент времени, когда направление передаваемого им момента изменяется на отрицательное ($t = 13$ с), и снова включается, когда скорости турбины ГДТ и мотора ГОП выравниваются ($t = 20$ с).

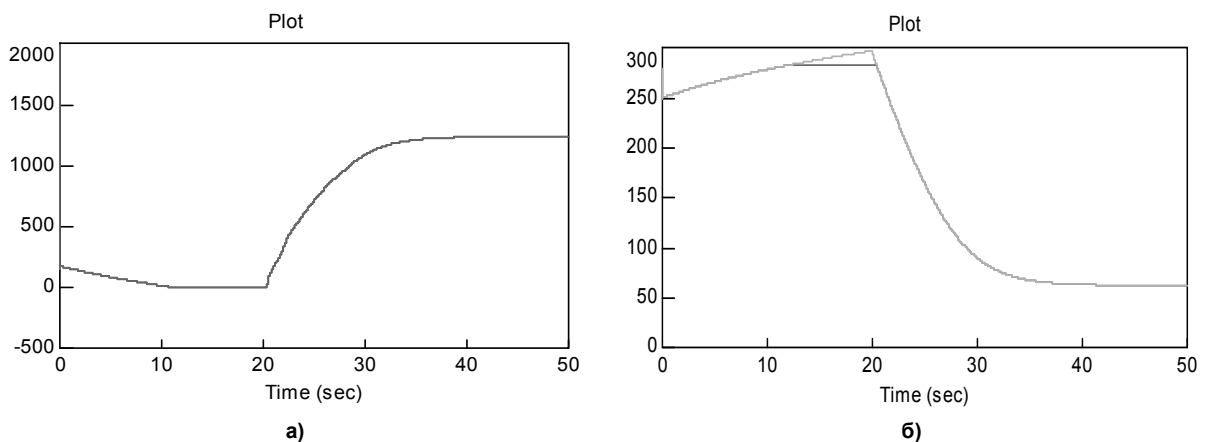


Рис. 9. Момент МСХ, Нм (а), скорости вращения турбины ГДТ и мотора ГОП, р/с (б)

Как и предполагалось, при статическом описании работы бесступенчатой коробки передач, при правильном подборе характеристик ДВС, ГДТ, ГОП и передаточных чисел всех согласующих редукторов, ГОП не перегружается по давлению. В процессе торможения машины при переходе на новый, более тяжелый грунт, МСХ нагружен динамическими нагрузками, большими, чем турбина гидродинамического трансформатора, например на 25 с движения, момент на турбине 658 Нм, а на МСХ – 710 Нм, разница около 10 %, обусловленная торможением инерционных масс как ведущей, так и ведомой обойм.

3) Частичные режимы работы ДВС требуют перестройки работы АС. В качестве «неудачного примера» приведены результаты работы АС, настроенной на тот же момент ДВС, что и при полной подаче топлива, то есть на сохранение момента ДВС при вдвое меньшей скорости. Дело в том, что, сохранив нагрузку как в предыдущем заезде (см. рис. 6), и задав половинную скорость ДВС, момент на насосе ГДТ и соответственно на турбине становится в 4 раза меньше. Все остальное сопротивление должна взять на себя ГОП. Таким образом, не удастся преодолеть суще-

ственно большие сопротивления дороги, давление ГОП уже на пределе и при $\psi = 0,06$, повышение сопротивления дороги без выхода на клапан возможно только в пределах до $\psi = 0,12$.

Разблокировка МСХ все же происходит (математическая модель МСХ работает), мотор обгоняет турбину, но при этом соотношения усилий, созданных ГОП и ГДТ совсем другие, сравните рис. 12 и рис. 10. Речь идет даже не об абсолютных цифрах: их сравнивать не корректно (разные нагрузки на гусеницах на рис. 10 $\psi = 0,3$, а на рис. 12 $\psi = 0,12$). Поменялись местами графики: момент на моторе стал выше, чем момент на турбине. Генераторный режим ГОП не наступает, но момент на турбине настолько мал, что помощи от него ГОП почти не получает и перегружается по давлению.

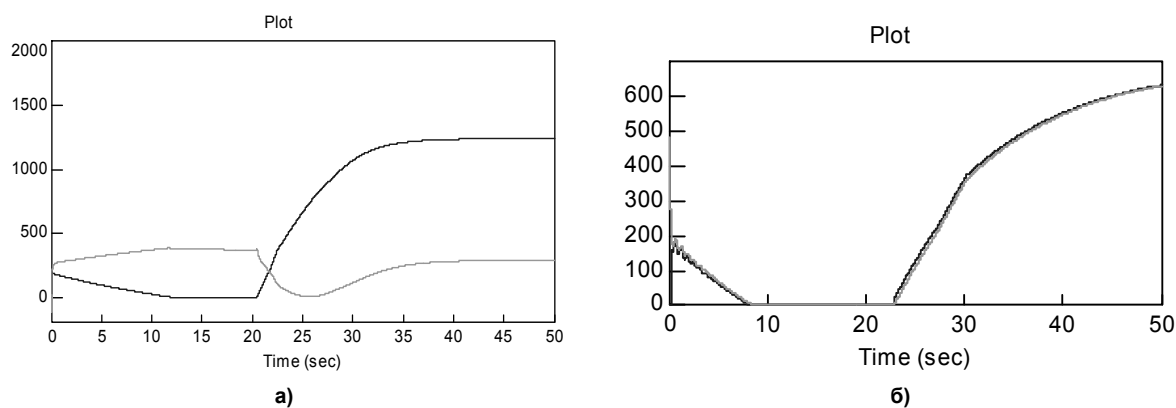


Рис. 10. Моменты, передаваемые турбиной ГДТ и мотором ГОП, Нм (а), момент, передаваемый турбиной ГДТ и упругий момент МСХ, Нм (б)

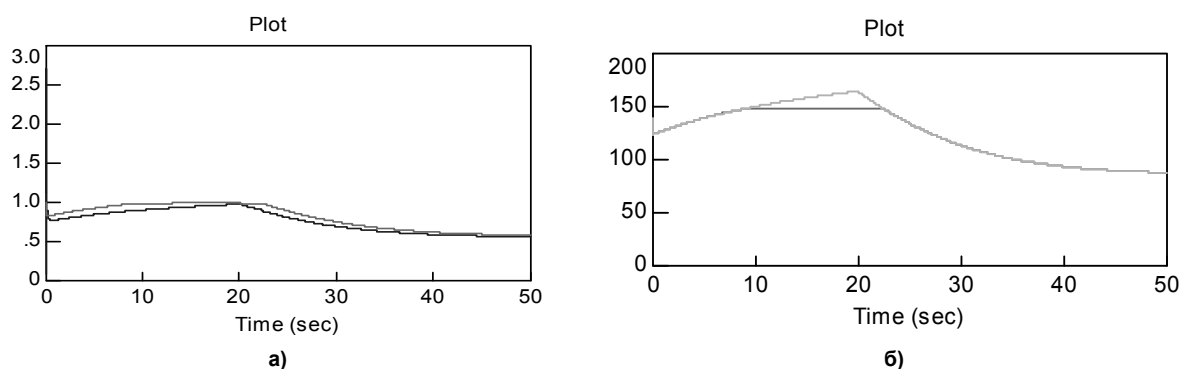


Рис. 11. Передаточные отношения, б/р (а) и скорости мотора и турбины, р/с (б)

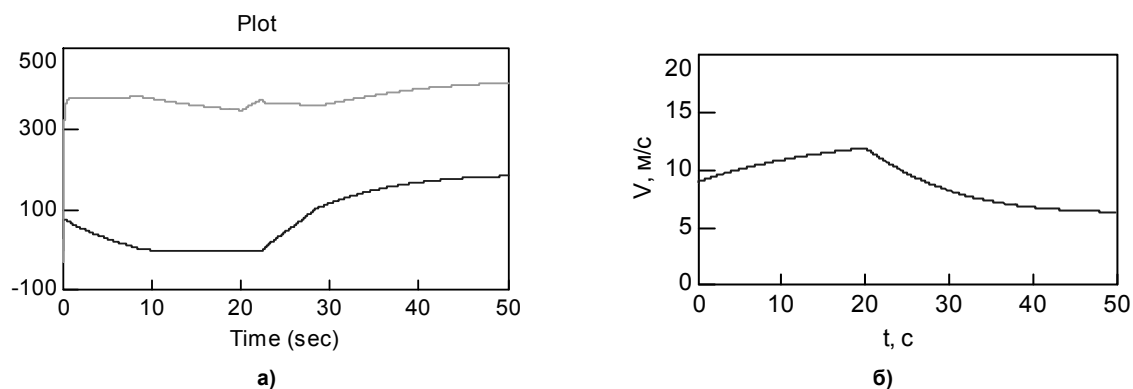


Рис. 12. Моменты на моторе и на турбине в условиях работы ДВС на частичной характеристике, Нм (а); скорость БГМ, м/с (б)

Расчет и конструирование

Приходится констатировать, что алгоритм работы АС, управляющей бесступенчатой КП по моменту ДВС бесспорно работоспособен при работе ДВС на внешней характеристике, или вблизи от нее. Переход на частичные характеристики предполагает соответствующее изменение «мощности процесса», задаваемого АС. Проблему решит АС, управляющая одновременно подачей топлива в ДВС и передаточным отношением ГОП. Например, по экономичной характеристике ДВС [10]. Рассмотрим только одну точку этой экономичной характеристики. Нацелим на нее АС. Тогда картина меняется (рис. 13).

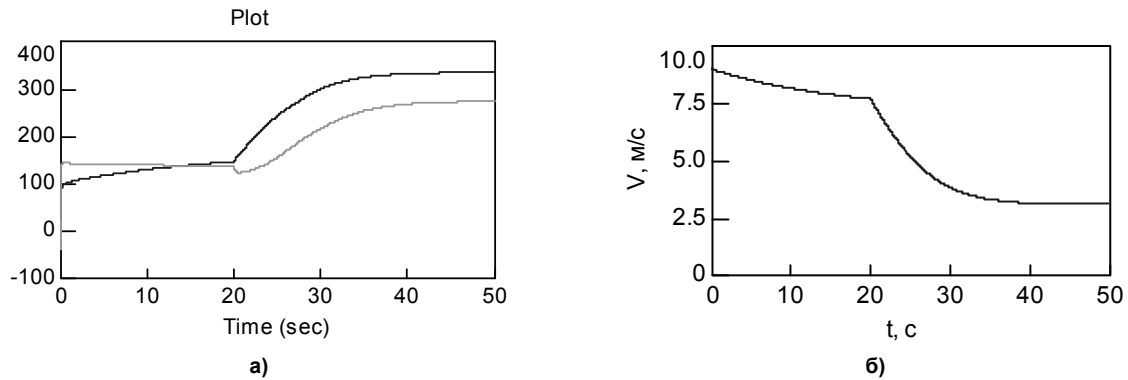


Рис. 13. Моменты на моторе и на турбине в условиях работы ДВС на частичной характеристике, Нм (а); скорость БГМ, м/с (б)

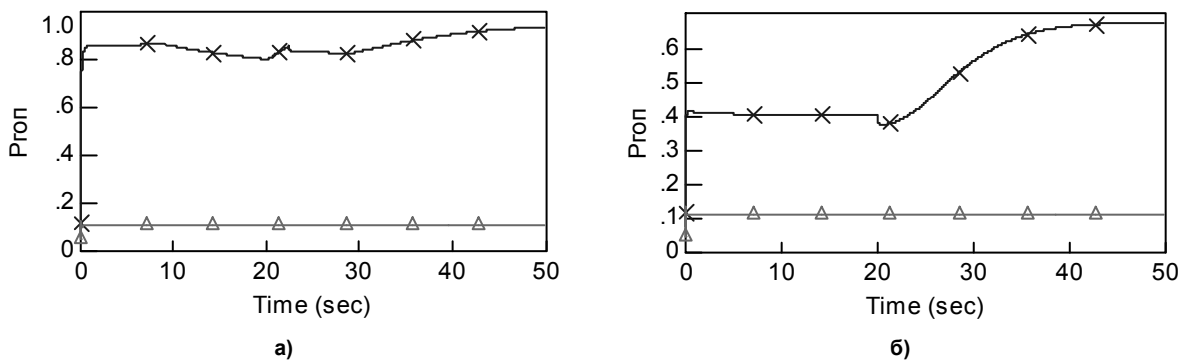


Рис. 14. Относительное давление ГОП при половинной мощности ДВС (а) и при $\frac{1}{4}$ мощности (б)

Результаты исследования работы КП с АС различной настройки показали положительный эффект. Но вопросы оптимизации АС, управляющей одновременно ДВС и трансмиссией, требуют дополнительных исследований. Блок-схема АС, поддерживающей постоянную мощность ДВС по скорости вращения коленчатого вала $\omega = 282$ р/с, что соответствует мощности ДВС в 150 кВт, приведена на рис. 15.

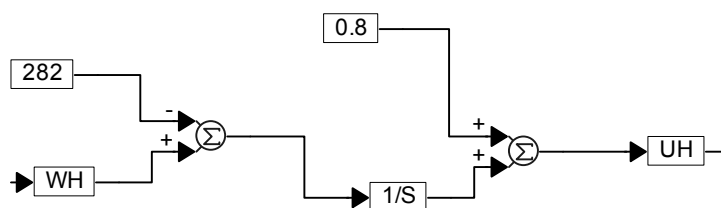


Рис. 15. Структурная схема АС в среде программирования VISSIM

Процесс включения МСХ на 23 с проиллюстрирован на рис. 16,б в увеличенном масштабе. Длительность процесса включения составляет 0,05...0,1 с, а угол скручивания $0,57^\circ$, что соответствует данным В.Ф. Мальцева [4, 5]. Таким образом, предложенное авторами описание упругого

момента, передаваемого МСХ, с помощью передаточной функции аperiodического инерционно-го звена первого порядка позволило исследовать процесс включения МСХ с точностью до переходного периода накопления упругих сил деформации и правильно сформулировать алгоритм заклинивания МСХ, отказаться от упрощенного представления о заклинивании, как о мгновенном процессе, при выравнивании угловых скоростей обойм МСХ.

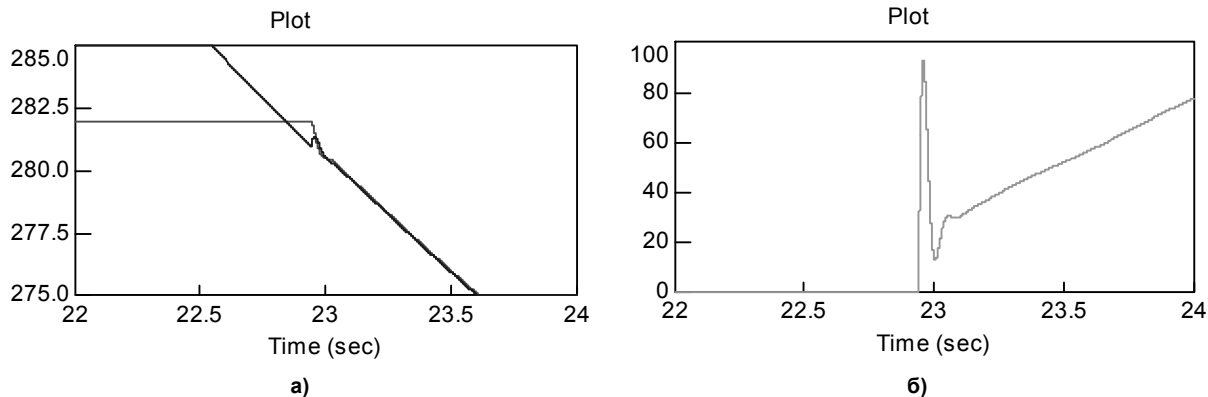


Рис. 16. Угловые скорости внешней и внутренней обойм МСХ, р/с (а), момент МСХ, Нм, масштаб времени увеличен, соответствует $t \approx 23$ с (б)

Процесс действительно скоротечен, но сопоставим по продолжительности с включением фрикционных управляющих элементов (0,1...0,5 с). Превышение скорости мотора ГОП над турбиной ГДТ в процессе включения составляет 0,5 р/с, чего невозможно допустить при представлении МСХ как об «обгонной муфте». Появление пика динамической нагрузки, показанного на рис. 16, б, вполне оправдано в силу появления отрицательного ускорения обоймы, связанной с мотором ГОП, и положительного ускорения обоймы, связанной с турбиной ГДТ, эти явления наблюдались при экспериментальных исследованиях МСХ [4, 5]. Таким образом, разработанная математическая модель достоверно описывает важные динамические эпизоды работы МСХ и может быть использована в дальнейшем при исследовании МСХ в других приложениях, в частности в автоматических коробках передач.

4) Разгон БГМ с объемногидродинамической трансмиссией. Условия разгона: сопротивление передвижению $\psi = 0,06$, управление передаточным числом трансмиссии автоматическое по алгоритму рис. 15, начальные условия по передаточному отношению, скорости турбины ГДТ и мотора ГОП нулевые, педаль подачи топлива в положении «максимум», машина удерживается на месте тормозами, отпускаемыми мгновенно в момент времени $t = 0$.

Графики на рис. 17 и 18, полученные в имитационном динамическом моделировании, можно сравнить со статическим представлением о процессе (см. рис. 2). Разгон до 20 м/с занимает 18 с, до 22 м/с за 30 с, что для машины весом 7 т является нормой, МСХ включен первые 17 с разгона,

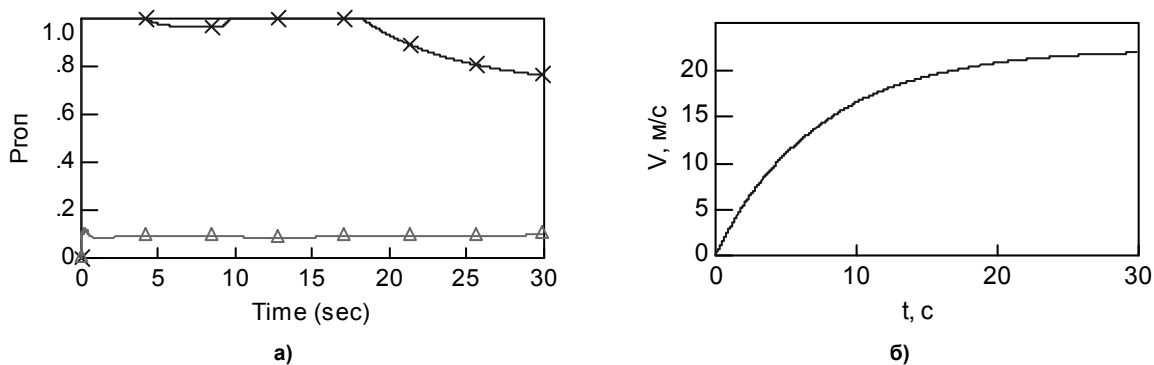


Рис. 17. Относительное давление ГОП (а); скорость БГМ (б)

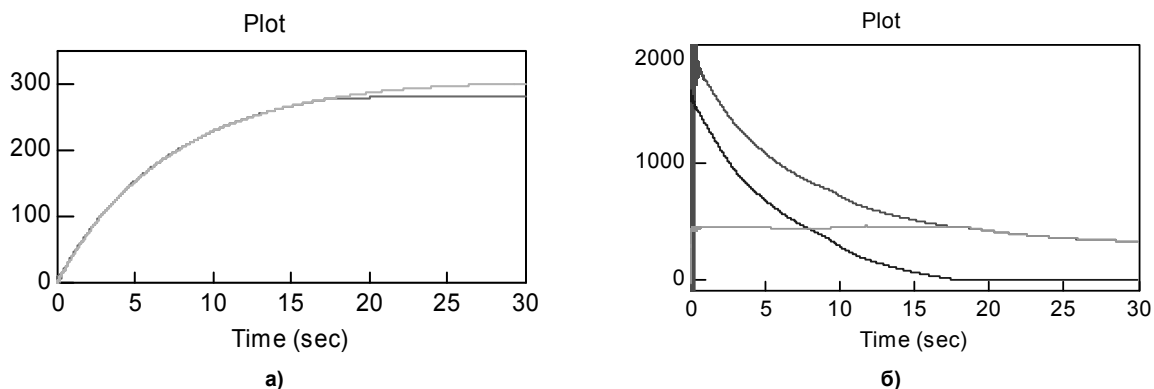


Рис. 18. Скорости вращения турбины ГДТ и мотора ГОП, р/с (а), моменты на выходе КП суммарный, на турбине ГДТ и моторе ГОП, Нм (б)

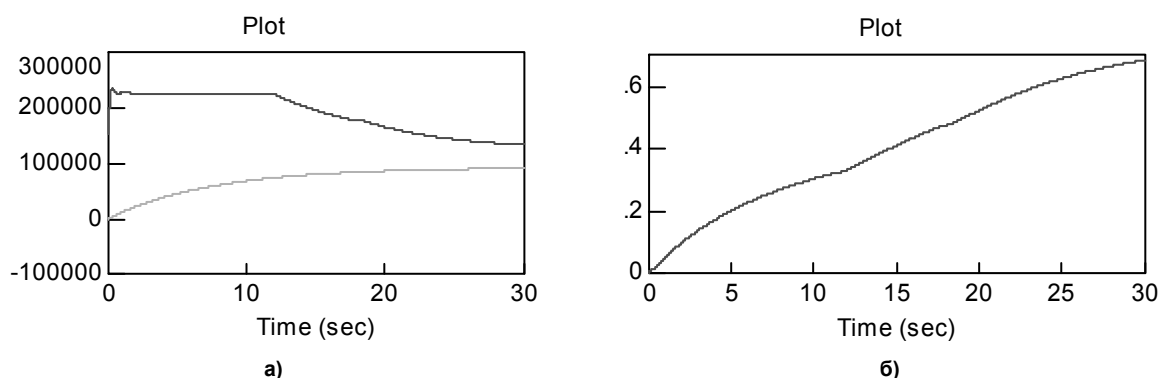


Рис. 19. Мощность ДВС и мощность процесса движения (PV), Вт (а), общий КПД трансмиссии и ходовой системы с учетом потерь на буксование (б)

затем выключается (рис. 18, а), ГОП работает на пределе по давлению 17 с, затем давление снижается (рис. 17, а).

Оценим КПД трансмиссии за 30 секунд разгона. Мощности и текущий КПД представлены на рис. 19. Средний КПД невелик – около 40 %. Однако работа ДВС за 30 с составила 5,72 МДж, работа по преодолению внешних сопротивлений 2,13 МДж, приобретенная кинетическая энергия 1,7 МДж, общие потери 1,89 МДж. То есть потери энергии составили всего 33 %, а оценка динамических процессов по КПД не совсем верна.

Выводы

1. Развита математическая модель движения быстроходной гусеничной машины, в нее включены три дифференциальных уравнения, описывающие механизм свободного хода, причем структура уравнений не меняет своего вида при переходе от включенного состояния механизма свободного хода к выключенному. Позволяет достоверно описывать работу МСХ при многократном включении/выключении в соответствии с внешней нагрузкой.

2. Доказана работоспособность предложенной ранее новой схемы гидрообъемнодинамической трансмиссии при динамическом нагружении методом имитационного моделирования.

3. Показано, что в процессе торможения машины механизм свободного хода нагружен динамическими нагрузками, большими, чем турбина гидродинамического трансформатора, например на 25 с движения, момент на турбине 658 Нм, а на МСХ – 710 Нм, разница около 10 %, обусловленная торможением инерционных масс как ведущей, так и ведомой обойм. Оценить эту разницу без имитационного динамического моделирования невозможно. При статической оценке момент на турбине принципиально равен моменту, передаваемому МСХ.

4. Исследованы некоторые стандартные режимы движения: разгон и равномерное движение со сменой грунта. Результаты подтверждают достоверность математической модели новой трансмиссии.

5. Использование разработанной модели МСХ позволит в дальнейшем исследовать различные режимы работы МСХ в составе автоматических планетарных коробок передач. Определять нагрузки, передаваемые МСХ на режимах разгона, торможения, торможения двигателем, при совместной работе с фрикционными и тормозами управления ПКП.

6. Поскольку исследуемая бесступенчатая коробка передач обладает внешней автоматичностью, требуется провести комплекс исследований по обоснованию принципа работы и выбору параметров управляющей АС, причем совместно с ДВС. По экономической характеристике, обеспечивающей наименьший расход топлива при каждом заданном водителем уровне мощности.

Литература

1. Объемные гидромеханические трансмиссии / под ред. Е.С. Кисточкина. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.

2. А.с. 291453 СССР. Бесступенчатая коробка передач для моторно-трансмиссионной установки быстроходного гусеничного танка / Р.Н. Болдырев, М.И. Злотник, С.В. Фёдоров и др. – 1988.

3. Военные гусеничные машины: учеб. В 4 т. Т. 1: Устройство. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 1990. – Кн. 2. – 336 с.

4. Мальцев, В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода / В.Ф. Мальцев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 416 с.

5. Мальцев, В.Ф. Механические импульсные передачи / В.Ф. Мальцев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 367 с.

6. Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: моногр. / С.В. Кондаков. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2009. – 108 с.

7. Кондаков, С.В. Повышение маневренности быстроходной гусеничной машины с бесступенчатым механизмом поворота путем установки регулируемой гидродинамической муфты / С.В. Кондаков, С.А. Бубнов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Вып. 20. – № 33 (292). – С. 80–88.

8. Петров, В.А. Автоматические системы транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.

9. Болдырев, Р.Н. Расчет автоматической системы класса «мощность»: учеб. пособие / Р.Н. Болдырев, С.В. Федоров. – Челябинск: ЧПИ, 1976. – 34 с.

10. Орлин, А.С. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для студентов специальности «ДВС» / под ред. проф. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1971. – 400 с.

Кондаков Сергей Владимирович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи, механизмы поворота, управляемость криволинейного движения быстроходных гусеничных машин. E-mail: tanksv@mail.ru

Фёдоров Сергей Владимирович. Инженер кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи, механизмы поворота.

**RESEARCH OF HIGH-SPEED CATERPILLAR MACHINE'S
HYDROSTATICDYNAMICAL TRANSMISSION'S WORK
IN STRAIGHTFORWARD MOTION**

S.V. Kondakov, S.V. Fedorov

Authors considers the researching results of machine's mobility with two streams central transmission, consisting of hydrodynamic transformer of torsion moment, hydrostatic drive and mechanism of free motion.

Keywords: the mathematic model, mechanism of free motion, hydrodynamic transformer of torsion moment, hydrostatic transmission, adjusting capacity.

Sergey V. Kondakov. Doctor of engineering science, Professor of the Wheel and Caterpillar Machine Department, South Urals State University (Chelyabinsk). Professional interests – theory of movement, continuous variable transmissions, turning mechanism, controllability of curvilinear movement of high-speed caterpillar machines. E-mail: tanksv@mail.ru

Sergey V. Fedorov. Engineer of the Wheel and Caterpillar Machine Department, South Urals State University (Chelyabinsk). Professional interests – theory of movement, continuous variable transmissions, turning mechanism.

Поступила в редакцию 26 ноября 2012 г.