

УДК 629.016

EDN: KWFHYC

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ

Н.В. БузуновORCID: 0009-0007-6614-6378 e-mail: buzunovnv@bmstu.ruМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
*Москва, Россия***А.С. Муравьев**ORCID: 0009-0008-4901-9112 e-mail: aleksandr.muravev@bmstu.ruНОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»
*Москва, Россия***Р.Д. Пирожков**ORCID: 0009-0000-0302-9181 e-mail: pirozhkov@bmstu.ruМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия

Разработаны алгоритмы управления гидростатической трансмиссией специальной транспортной машины с использованием имитационного моделирования. Приведена методология и дано описание этапов разработки алгоритмов: формирование концепции, отладка, проверка в составе программного обеспечения физического контроллера, тестирование систем транспортного средства, в котором может участвовать имитационная модель внешней среды. Представленная разработка была успешно внедрена в систему управления опытной машины. Сравнение результатов моделирования и натурного эксперимента позволяет сделать вывод о достаточной для рассматриваемых целей точности имитационной модели и состоятельности приведенного подхода к проектированию.

Ключевые слова: гидростатическая трансмиссия, гидромотор, гидронасос, имитационная математическая модель, тестирование транспортного средства.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Бузунов, Н.В. Разработка алгоритмов управления гидростатической трансмиссией с использованием имитационной модели реального времени / Н.В. Бузунов, А.С. Муравьев, Р.Д. Пирожков // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2025. № 1. С. 66-78. EDN: KWFHYC

HYDROSTATIC TRANSMISSION CONTROL ALGORITHMS DEVELOPMENT USING REAL-TIME IMITATIONAL MODEL

N.V. BuzunovORCID: 0009-0007-6614-6378 e-mail: buzunovnv@bmstu.ruBauman Moscow State Technical University
*Moscow, Russia***A.S. Muravyev**ORCID: 0009-0008-4901-9112 e-mail: aleksandr.muravev@bmstu.ruJSC «KAMAZ-BAUMAN»
Moscow, Russia

R.D. Pirozhkov

ORCID: 0009-0000-0302-9181 e-mail: pirozhkov@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University

Moscow, Russia

Abstract. The paper presents control algorithms for a hydrostatic transmission of a special transport vehicle using simulation modeling. The methodology is presented and the stages of algorithm development are described: concept formation, debugging, testing as part of the physical controller software, testing of vehicle systems, which may involve a simulation model of the external environment. The presented development was successfully implemented into the control system of the prototype. Comparison of the results of modeling and a natural experiment shows that the accuracy of the simulation model is sufficient for the purposes under consideration and the presented approach can be used in design.

Key words: hydrostatic transmission, hydraulic motor, hydraulic pump, simulation mathematical model, vehicle testing.

FOR CITATION: N.V. Buzunov, A.S. Muravyev, R.D. Pirozhkov. Hydrostatic transmission control algorithms development using real-time imitational model. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2025. № 1. Pp. 66-78. EDN: KWFHYC

Введение

Использование имитационных моделей при синтезе законов управления различными исполнительными устройствами значительно ускоряет процесс разработки. Имитационные модели позволяют проводить тестирование и отладку принципов управления задолго до появления рабочего прототипа изделия, что особенно актуально при разработке новых образцов техники. Отладочные работы с применением имитационного моделирования в режиме реального времени позволяют экономить время относительно отладочных работ на опытном образце. Также использование имитационных моделей позволяет исследовать эксплуатационные режимы, которые могут значительно сократить срок службы образца техники или вывести его из строя. Очень часто экстремальные режимы эксплуатации представляют большой интерес для исследования. Это объясняется необходимостью обеспечения безопасности эксплуатации и отыскания возможностей предотвращения таких экстремальных режимов. В силу указанных преимуществ применение имитационных моделей прочно вошло в современные практики разработки.

1. Постановка задачи

Технические характеристики специальной транспортной машины, для которой разрабатываются алгоритмы управления гидростатической трансмиссией, представлены в табл. 1.

Таблица 1.
Технические характеристики объекта разработки

Table 1.
Technical characteristics of the vehicle being developed

Параметр	Значение
Колесная формула	8x8
Снаряженная масса, кг	22000
Максимальная скорость, км/ч	23
Радиус колеса, м	0,66

Гидрообъемная передача (ГОП) указанной трансмиссии состоит из аксиально-поршневых гидромашин с изменяемым объемом. Схематично устройство используемой ГОП представлено на рис. 1, ее характеристики приведены в табл. 2.

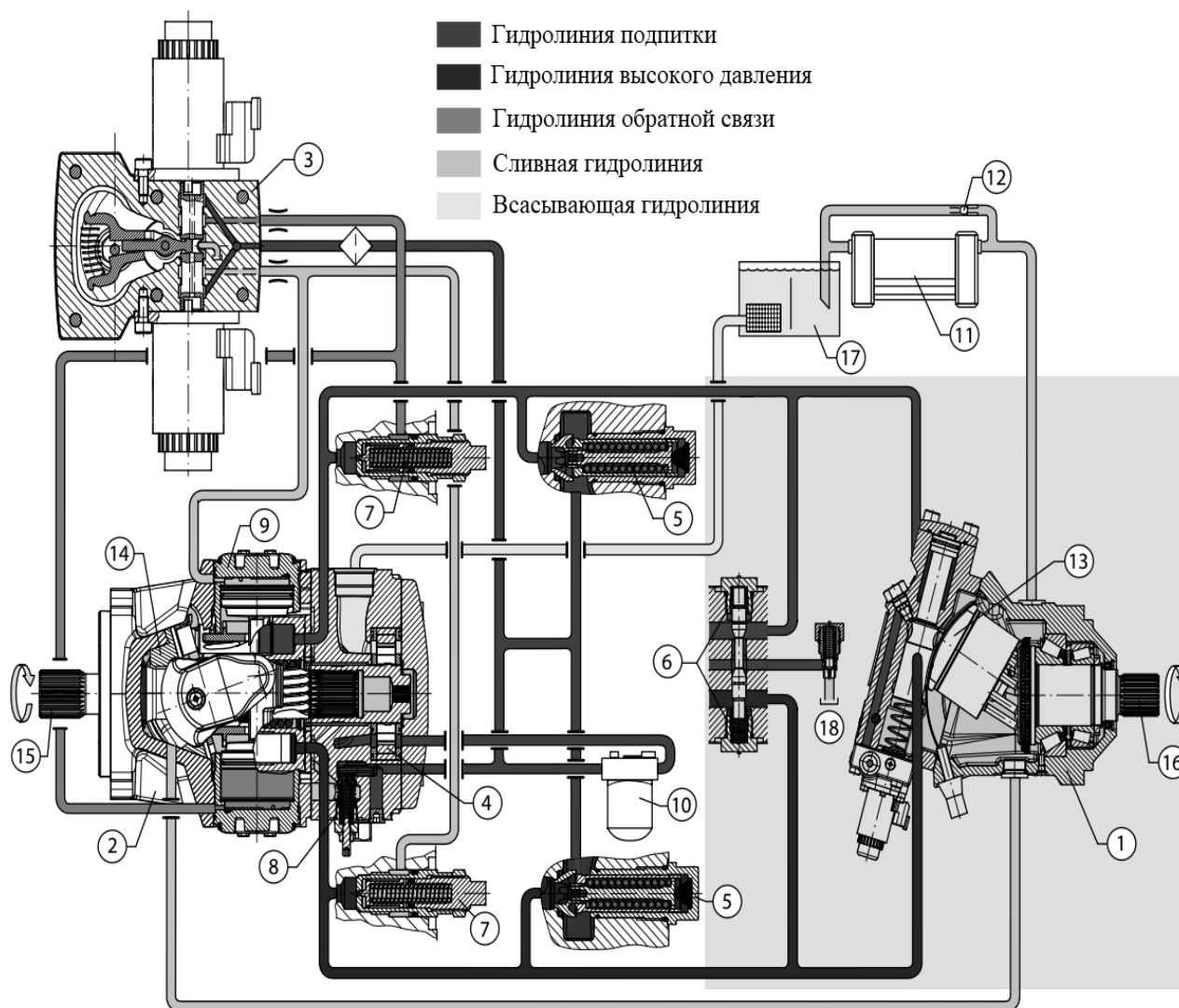


Рис. 1. Схема гидрообъемной передачи:

1 – гидромотор с изменяемым объемом, 2 – гидронасос с изменяемым объемом, 3 – электромеханический узел регулирования объема гидронасоса, 4 – подкачивающий насос, 5 – клапана подкачки, 6 – золотник промывки, 7 – предохранительные клапана, 8 – клапан ограничения давления подпитки, 9 – сервоцилиндр, 10 – фильтр, 11 – радиатор, 12 – термостат, 13 – блок цилиндров гидромотора, 14 – наклонная шайба гидронасоса, 15 – входной вал, 16 – выходной вал, 17 – гидробак, 18 – гидролиния в корпус мотора

Fig. 1. Hydrostatic transmission diagram:

1 – variable displacement hydraulic motor, 2 – variable displacement hydraulic pump, 3 – electromechanical hydraulic pump volume control unit, 4 – booster pump, 5 – booster valves, 6 – flushing piston valve, 7 – safety valves, 8 – feed pressure limiting valve, 9 – servo cylinder, 10 – filter, 11 – radiator, 12 – thermostat, 13 – hydraulic motor cylinder block, 14 – hydraulic pump swash plate, 15 – input shaft, 16 – output shaft, 17 – hydraulic tank, 18 – hydraulic line to motor housing

Таблица 2.
Характеристики гидрообъемной передачи

Table 2.
Hydrostatic transmission characteristics

Параметр	Значение
Максимальный объем гидронасоса, см ³	100
Диапазон изменения объемов гидромотора, см ³	37-160
Давление открытия предохранительного клапана, бар	450
Давление подкачки, бар	1-2
Приведенный объемный модуль упругости рабочей жидкости, МПа	1560

Схема трансмиссии представлена на рис. 2. Гидронасос ГОП через механическую передачу связан с двигателем внутреннего сгорания (ДВС). Выходной вал гидромотора входит в раздаточную коробку, которая, в свою очередь, соединена с ведущими мостами машины.

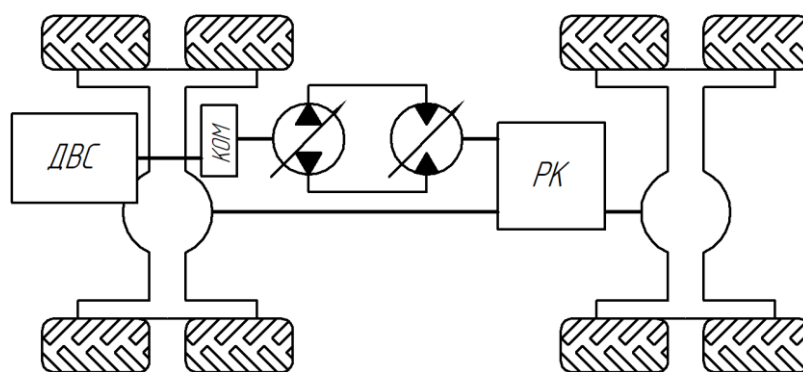


Рис. 2. Схема трансмиссии:

ДВС – двигатель внутреннего сгорания, КОМ – коробка отбора мощности, РК – раздаточная коробка

Fig. 2. Transmission diagram:

ДВС – internal combustion engine, КОМ – power take-off, РК – transfer case

Необходимо обеспечить автоматическое управление объемами гидромашин на основе:

- степени нажатия педали ускорения;
- информации от датчиков скорости вращения валов гидромашин;
- заранее заданного закона управления оборотами ДВС, механически связанного с валом гидронасоса.

Управление ДВС осуществляется согласно зависимости частоты вращения коленчатого вала (рис. 3) от степени нажатия на педаль ускорения.

Поведение машины с точки зрения водителя должно быть интуитивно понятным. Как эталон можно рассматривать управление ускорением на личном транспорте. В этом случае педаль газа задает крутящий момент ДВС. Таким образом, степень нажатия педали газа пропорциональна прямолинейному ускорению автомобиля. Следовательно, момент, развиваемый на гидромоторе, должен быть пропорционален степени нажатия педали ускорения. Момент на гидромоторе, в свою очередь, прямо пропорционален разности давлений между линией высокого давления и низкого давления, а также текущему рабочему объему гидромотора. Текущие рабочие объемы гидромашин также определяют кинематическое передаточное отношение ГОП. Для упрощения задачи синтеза закона управления гидромашинами рассматривается разгон с места до максимальной скорости при полностью нажатой педали ускорения.

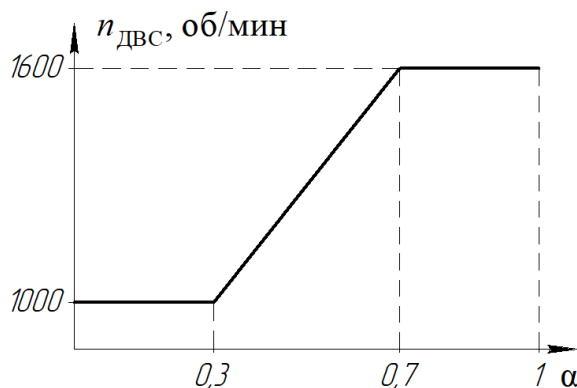


Рис. 3. Зависимость частоты вращения коленчатого вала ДВС от степени нажатия на педаль ускорения

Fig. 3. Dependence of the engine crankshaft speed on the degree of pressure on the acceleration pedal

Из рис. следует, что в этом случае ДВС будет работать на своих максимальных оборотах в течение всего процесса разгона, который можно разбить на два этапа. На первой стадии объем гидромотора максимален, обеспечивая наибольшее передаточное отношение и наибольший момент на колесах, объем гидронасоса меняется от нулевого к максимальному. Разгон осуществляется за счет постепенного увеличения подачи насоса.

На втором этапе объем гидромотора постепенно уменьшается от максимального к минимальному, обеспечивая уменьшение передаточного отношения и увеличение скорости вращения выходного вала, объем и подача насоса остаются неизменными.

Передаточные отношения в трансмиссии приведены в табл. 3.

Таблица 3.
Передаточные отношения трансмиссии

Table 3.
Transmission gear ratios

Параметр		Значение
Передаточное отношение от гидромотора к колесам, i_k	на повышенной передаче	43,85
	на пониженной передаче	136,8
Передаточное отношение между ДВС и валом гидронасоса, i_H		0,92

Изменение объема гидромотора разрешено только на повышенной передаче, так как пониженная передача предназначена для случаев движения машины в тяжелых дорожных условиях, что не предполагает высоких скоростей.

Можно приближенно определить максимальную скорость машины и скорость в момент завершения первого этапа разгона [1]:

$$v = \frac{q_H}{q_M} \cdot \frac{\omega_H r_k}{i_H i_k}, \quad (1)$$

где q_H – максимальный рабочий объем гидронасоса;
 q_M – максимальный рабочий объем гидромотора;
 ω_H – угловая скорость вала гидронасоса;
 r_k – радиус колеса.

Определенная по формуле (1) максимальная скорость равна 27 км/ч, а скорость в конце первого этапа разгона – 6 км/ч.

2. Метод разработки алгоритмов

Процесс разработки алгоритмов с использованием имитационных моделей можно условно разделить на три этапа (рис. 4) [2].

На первом из них используются имитационные модели объекта управления, системы управления и внешней среды. Формируется концепция разрабатываемых алгоритмов и их первоначальная отладка.

На втором этапе разработки полученные алгоритмы проверяются в составе программного обеспечения физического контроллера, который взаимодействует с имитационной моделью объекта управления.

На третьем этапе разработки происходит тестирование систем транспортного средства, в котором может участвовать имитационная модель воздействий внешней среды.

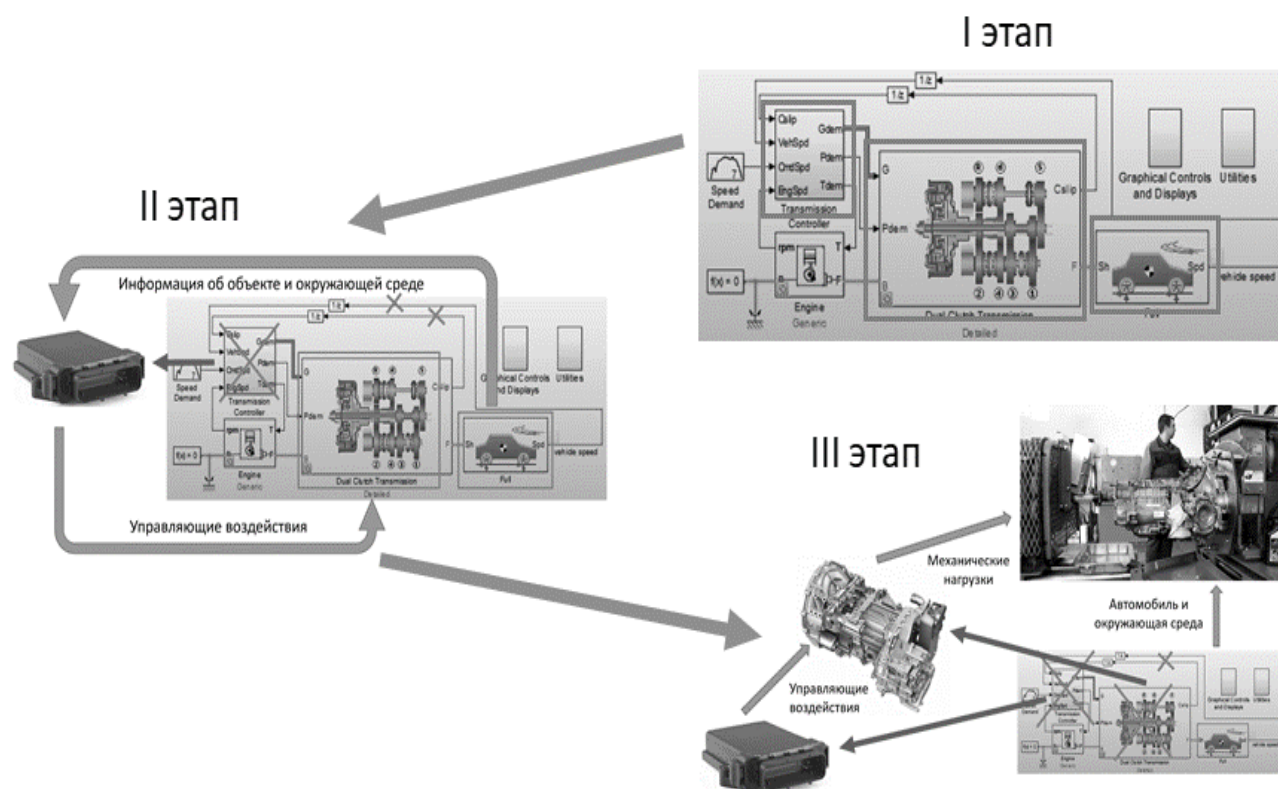


Рис. 4. Этапы разработки алгоритмов систем управления

Fig. 4. Stages of development of control system algorithms

При использовании данного подхода необходимо обеспечить функционирование имитационных моделей в режиме реального времени.

3. Предлагаемый алгоритм работы трансмиссии

Первоначально рассматривается разгон с места с максимальным возможным ускорением. В этом случае имеем постоянные обороты ДВС и, соответственно, гидронасоса.

Первый этап разгона предлагается обеспечить одним из наиболее простых способов – рабочий объем гидронасоса увеличивается в линейной пропорции относительно нажатия педали ускорения. Зависимость объема насоса от степени нажатия педали ускорения представлена на рис. 5.

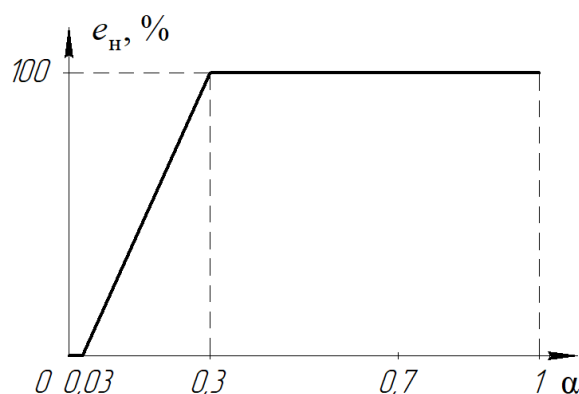


Рис. 5. Зависимость относительного рабочего объема гидронасоса от степени нажатия педали ускорения

Fig. 5. Dependence of the relative working volume of the hydraulic pump on the degree of pressing of the acceleration pedal

Если педаль ускорения будет нажата достаточно быстро, произойдет скачкообразное изменение рабочего объема гидронасоса, в связи с чем давление в напорной линии гидросистемы превысит давление настройки предохранительных клапанов, и произойдет их срабатывание, что нежелательно. Помимо этого, резкое изменение объема гидронасоса может привести к остановке двигателя за счет слишком быстрого появления нагрузки на коленчатом валу, которое не будет должным образом отработано регулятором оборотов ДВС.

Для предотвращения указанных явлений используется программное ограничение скорости нарастания и уменьшения объема гидронасоса, подбираемое таким образом, чтобы у водителя не возникало ощущения дискомфорта от запаздывания отклика на педаль ускорения и при этом негативные явления нивелировались.

На втором этапе разгона при постоянном объеме гидронасоса происходит уменьшение рабочего объема гидромотора. В качестве отправной точки закона изменения объема гидромотора в зависимости от угловой скорости вала гидромотора можно принять зависимость (рис. 6), полученную из уравнения равенства расходов гидромашин [1]:

$$q_n \omega_n = q_m \omega_m, \quad (2)$$

где ω_m – угловая скорость вала гидромотора.

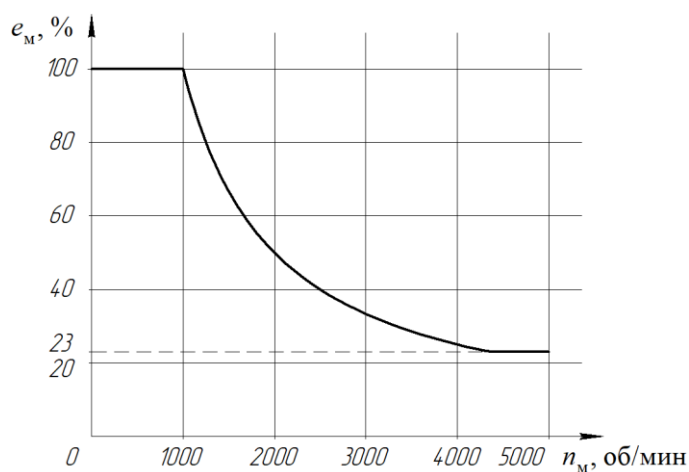


Рис. 6. Зависимость относительного рабочего объема гидромотора от частоты вращения вала гидромотора

Fig. 6. Dependence of the relative working volume of the hydraulic motor on the rotation frequency of the hydraulic motor shaft

Кривая на рис. 6 демонстрирует необходимый рабочий объем гидромотора при заданных оборотах насоса и мотора для «идеального» ГОП, в котором полностью отсутствуют объемные потери. При изменении объема гидромотора, согласно зависимости на рис. 6, не удастся достичь ускорения машины. В ней не учитывается наличие механических потерь в узлах трансмиссии, сопротивление движению машины, объемные потери в ГОП. Работа гидромотора по данной зависимости должна привести к постепенному уменьшению скорости машины. Для использования данной зависимости вводится дополнительная корректировка, призванная согласовать степень нажатия педали ускорения с требуемым объемом гидромотора для достижения необходимой интенсивности разгона машины (рис. 7). Для случая разгона с максимальным ускорением корректировка будет заключаться в умножении значения, полученного в соответствии с кривой изменения объема гидромотора, на постоянный коэффициент (поскольку степень нажатия педали ускорения постоянна и равна единице).

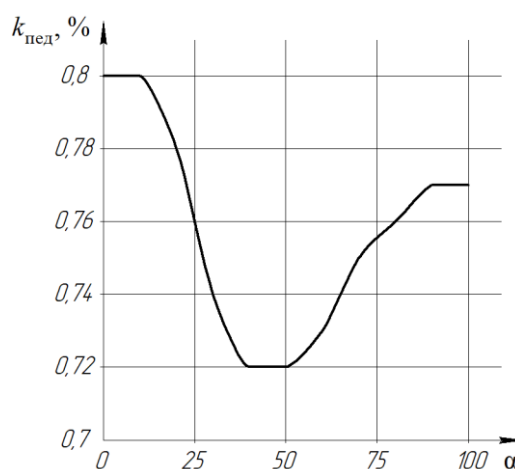


Рис. 7. Коэффициент корректировки объема гидромотора в зависимости от степени нажатия на педаль ускорения

Fig. 7. Coefficient of correction of the hydraulic motor volume depending on the degree of pressing on the acceleration pedal

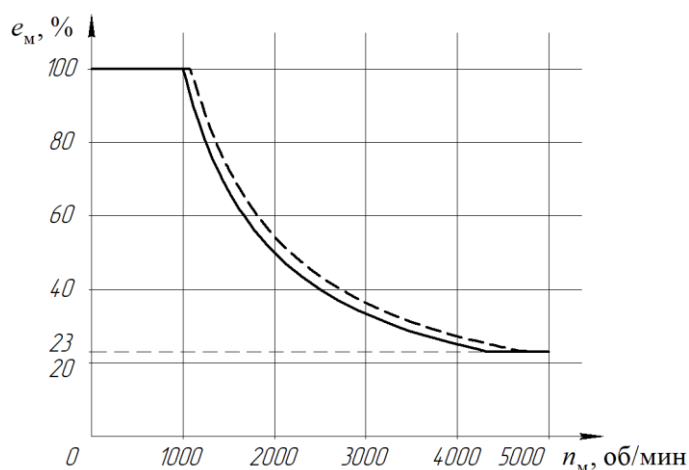


Рис. 8. Итоговая зависимость относительного рабочего объема гидромотора от частоты вращения вала гидромотора (сплошная линия), исходная зависимость (пунктир)

Fig. 8. The final dependence of the relative working volume of the hydraulic motor on the rotation frequency of the hydraulic motor shaft (solid line), the initial dependence (dashed line)

Отсюда вытекает принцип подбора итоговой кривой (рис. 8) изменения объема гидромотора при экспериментах на модели и на опытном образце, заключающийся в обеспечении разгона при постоянном значении перепада давлений в гидролиниях ГОП. Для разгона с

максимальным возможным ускорением давление в гидролиниях должно быть меньше давления срабатывания предохранительных клапанов на величину, при которой возможные пульсации давления не будут приводить к срабатыванию последних. Коэффициенты корректировки кривой изменения объема гидромотора в зависимости от степени нажатия педали ускорения (рис. 7) можно подобрать, опираясь на величину перепада давлений в гидролиниях ГОП, так как она пропорциональна ускорению машины. По рис. 7 можно видеть, что диапазон изменения коэффициента корректировки мал, при работе двигателя по зависимости на рис. 2 требуемое изменение ускорения машины в зависимости от степени нажатия педали ускорения достигается за счет изменения подачи насоса вследствие изменения частоты вращения вала двигателя и насоса соответственно.

В заключение данного раздела необходимо отметить не оговоренные ранее особенности работы алгоритма, обеспечивающие «переключение» между процессами изменения объема гидронасоса и гидромотора. В течение первого этапа разгона, до тех пор, пока относительный рабочий объем насоса не превысит отметки 90 % изменение объема мотора запрещено. После перехода ко второму этапу разгона изменение объема насоса запрещено, если относительный объем мотора меньше 70 %. Таким образом обеспечивается переход между этапами при разгоне и при замедлении.

4. Описание имитационной модели

В использованной имитационной модели ГОП используются следующие основные допущения:

- свойства рабочей жидкости описываются приведенным модулем упругости, принимаемым постоянной величиной,
- не учитываются потери энергии на местных сопротивлениях и потери на трение в гидролиниях,
- работа системы подпитки, системы промывки гидролиний и предохранительных клапанов определяется по упрощенным зависимостям, не принимаются в расчет конструктивные особенности систем, инерционность их работы,
- изменение объемов гидромашин происходит мгновенно, при появлении соответствующего управляющего воздействия.

Давление рабочей жидкости в гидролиниях определяется по зависимости:

$$p = \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\text{ж}}} \int L_{\text{сж}}(t) dt, \quad (3)$$

где p – давление в гидролинии;

$E_{\text{ж}}$ – приведенный объемный модуль упругости рабочей жидкости;

$V_{\text{ж}}$ – объем гидролинии с учетом частей рабочих объемов гидронасоса и гидромотора, связанных с данной линией;

$L_{\text{сж}}$ – объем жидкости, поступающий в гидролинию в единицу времени.

Если представить уравнение (3) в дифференциальном виде и записать составляющие $L_{\text{сж}}$, получим:

$$q_{\text{Н}} n_{\text{Н}} e_{\text{Н}} - q_{\text{М}} n_{\text{М}} e_{\text{М}} - Q_{\text{сл}_1} + Q_{\text{подк}_1} - Q_{\text{ут}} - Q_{\text{ут в н}_1} - Q_{\text{пр}_1} = \frac{V_{\text{ж}_1}}{E_{\text{ж}}} \frac{dp_1}{dt}$$

для линии высокого давления,

$$-q_{\text{Н}} n_{\text{Н}} e_{\text{Н}} + q_{\text{М}} n_{\text{М}} e_{\text{М}} - Q_{\text{сл}_2} + Q_{\text{подк}_2} + Q_{\text{ут}} - Q_{\text{ут в н}_2} - Q_{\text{пр}_2} = \frac{V_{\text{ж}_2}}{E_{\text{ж}}} \frac{dp_2}{dt} \quad (4)$$

для линии низкого давления,

где $n_{\text{Н}}, n_{\text{М}}$ – скорость вращения вала гидронасоса и гидромотора соответственно;

$e_{\text{Н}}, e_{\text{М}}$ – параметр регулирования гидронасоса и гидромотора соответственно, может принимать значения из отрезка $[-1; 1]$;

$Q_{сл_1}, Q_{сл_2}$ – расходы через сливные клапана в линии высокого и низкого давления соответственно;

$Q_{подк_1}, Q_{подк_2}$ – расходы через клапана подпитки гидролиний;

$Q_{ут}$ – внутренние утечки жидкости в гидронасосе и гидромоторе;

$Q_{ут\ вн_1}, Q_{ут\ вн_2}$ – внешние утечки жидкости в линии высокого и низкого давления соответственно;

$Q_{пр_1}, Q_{пр_2}$ – расходы через узел промывки гидролиний;

p_1, p_2 – давление в линии высокого и низкого давления соответственно.

Внутренние утечки жидкости в гидромашинах определяются по формуле [3, 4]:

$$Q_{ут} = k_{ут.внутр}(p_1 - p_2) \quad (5)$$

где $k_{ут.внутр}$ – коэффициент внутренних утечек гидромашин.

Внешние утечки жидкости в гидромашинах определяются по формуле [3, 4]:

$$Q_{ут\ вн\ i} = k_{ут.внеш\ i} p_i \quad (6)$$

где $k_{ут.внеш\ i}$ – коэффициент внешних утечек для гидролинии.

Расходы $Q_{кл_1}, Q_{кл_2}, Q_{подк_1}, Q_{подк_2}, Q_{пр_1}, Q_{пр_2}$ определяются согласно зависимостям (7), (8), (9):

$$\begin{cases} Q_{сл\ i} = Q_{кл\ max} \text{th}(k_{сл}(p_i - p_{max})), \text{ если } p_i > p_{max} \\ Q_{сл\ i} = 0, \text{ если } p_i \leq p_{max} \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} Q_{подк\ i} = Q_{подк\ max} \text{th}(k_{подк}(p_i - p_{min})), \text{ если } p_i < p_{min} \\ Q_{подк\ i} = 0, \text{ если } p_i \geq p_{min} \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} Q_{пр\ i} = Q_{пр\ max} \text{th}(k_{пр}(p_i - p_{пр})), \text{ если } (p_i > p_{пр}) \wedge (p_i > p_j), \\ Q_{пр\ i} = 0, \text{ если } \neg((p_i > p_{пр}) \wedge (p_i > p_j)), \\ Q_{пр\ j} = 0, \\ p_i = \max(p_1, p_2), \\ p_j = \min(p_1, p_2), \end{cases} \quad (9)$$

где $Q_{кл\ max}, Q_{подк\ max}, Q_{пр\ max}$ – константы, определяющие максимальные расходы через сливные клапаны, клапаны подкачки и узел промывки соответственно;

$k_{сл}, k_{подк}, k_{пр}$ – коэффициент, определяющий характеристику расхода клапана в зависимости от перепада давления;

p_{max} – максимальное допустимое давление в гидролинии;

p_{min} – давление подкачки;

$p_{пр}$ – давление открытия клапана промывки.

Переход от разности давлений в гидролиниях к теоретическому крутящему моменту, реализуемому на гидронасосе и гидромоторе, происходит по следующим зависимостям [1]:

$$\begin{aligned} T_{т.н} &= 0,159(p_2 - p_1)q_n \epsilon_n, \\ T_{т.м} &= 0,159(p_1 - p_2)q_m \epsilon_m. \end{aligned} \quad (10)$$

Для определения крутящего момента механических потерь можно использовать предложенную зависимость:

$$T_{пот} = -\text{sign}(\omega) \cdot T_{тр} \left(\left(1 - e^{-\frac{1}{S_1}|\omega|} \right) + S_2|\omega| \right), \quad (11)$$

где ω – угловая скорость вращения вала гидромашин;

$T_{тр}$ – момент сопротивления в момент страгивания вала гидромашины;

S_1, S_2 – положительные константы, определяющие вид кривой момента сопротивления.

Фактический момент на валу гидромашины равен сумме теоретического момента и момента механических потерь:

$$\begin{aligned} T_H &= T_{т.Н} + T_{пот.Н} \\ T_M &= T_{т.М} + T_{пот.М} \end{aligned} \quad (12)$$

Предложенные зависимости позволяют реализовать работу модели в режиме реального времени на современном персональном компьютере, а также обеспечивают повторяемость результатов моделирования при использовании различных методов и при различных шагах интегрирования.

5. Проведение эксперимента

Для демонстрации работы имитационной модели и сравнения результатов имитационного моделирования с экспериментом на прототипе, при отладке работы алгоритма на машине была проведена запись следующих параметров:

- давления в гидролиниях ГОП;
- частоты вращения гидронасоса и гидромотора;
- степени нажатия на педаль ускорения.

Для проведения вычислительного эксперимента на имитационной модели, в качестве исходных данных была использована запись степени нажатия на педаль ускорения. На рис. 9 можно видеть запись степени нажатия педали ускорения в эксперименте на машине. Соответствующий отклик ДВС, согласно зависимости на рис. 3, можно отследить по частоте вращения гидронасоса. На рис. 10 продемонстрирован запрос относительного рабочего объема гидромотора в процессе разгона и частота вращения гидромотора. По данным графикам можно видеть работу гидромотора по зависимости на рис. 6.

Рис. 11 демонстрирует давления в гидролиниях в процессе разгона. Можно видеть, что при полностью нажатой педали ускорения давления близки к давлению открытия предохранительных клапанов, но не превышают его, что говорит о корректной работе алгоритмов управления трансмиссией.

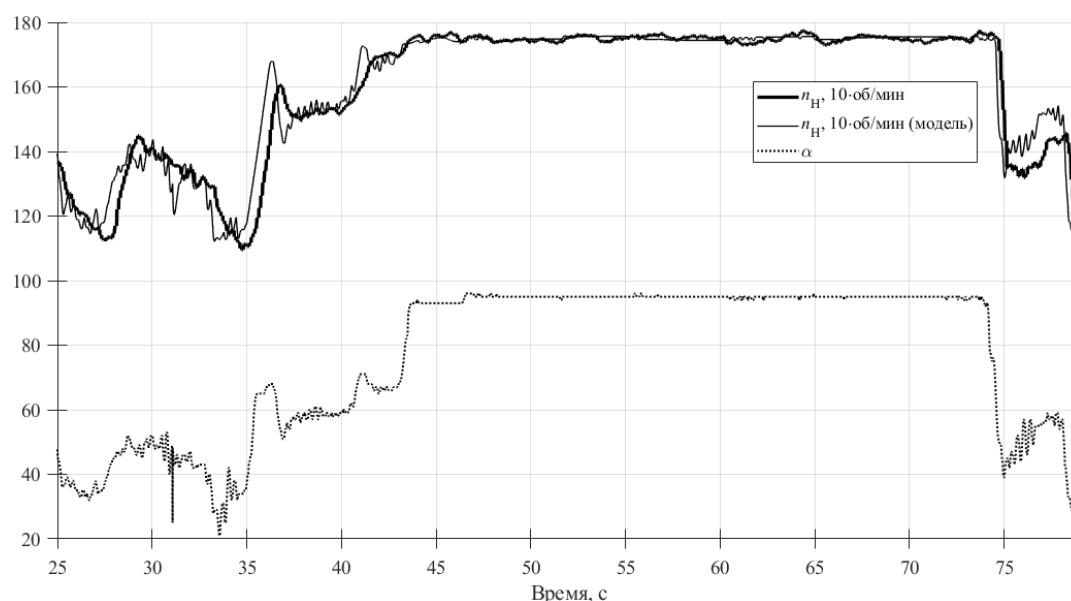


Рис. 9. Частота вращения вала гидронасоса и степень нажатия на педаль ускорения в натурном и вычислительном эксперименте

Fig. 9. Rotation frequency of the hydraulic pump shaft and the degree of pressing on the acceleration pedal in natural experiment and simulation

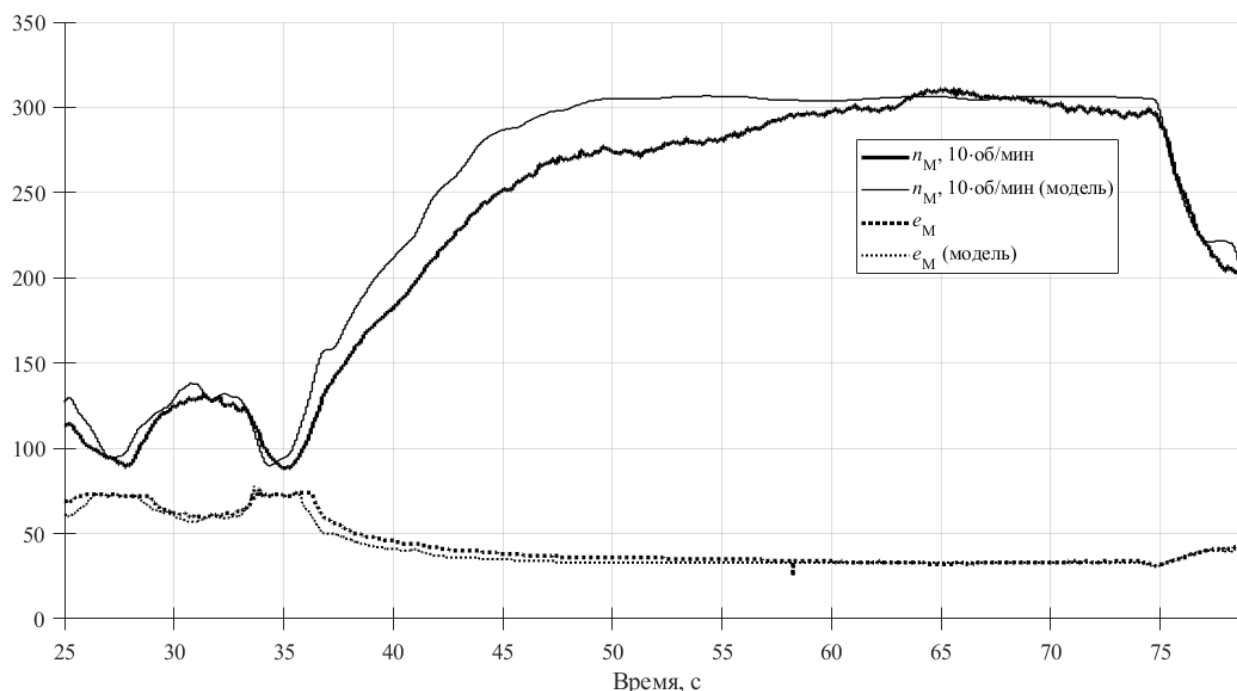


Рис. 10. Частота вращения вала гидромотора и относительный рабочий объем гидромотора в натурном и вычислительном экспериментах

Fig. 10. Rotational frequency of the hydraulic motor shaft and relative working volume of the hydraulic motor in natural experiment and simulation

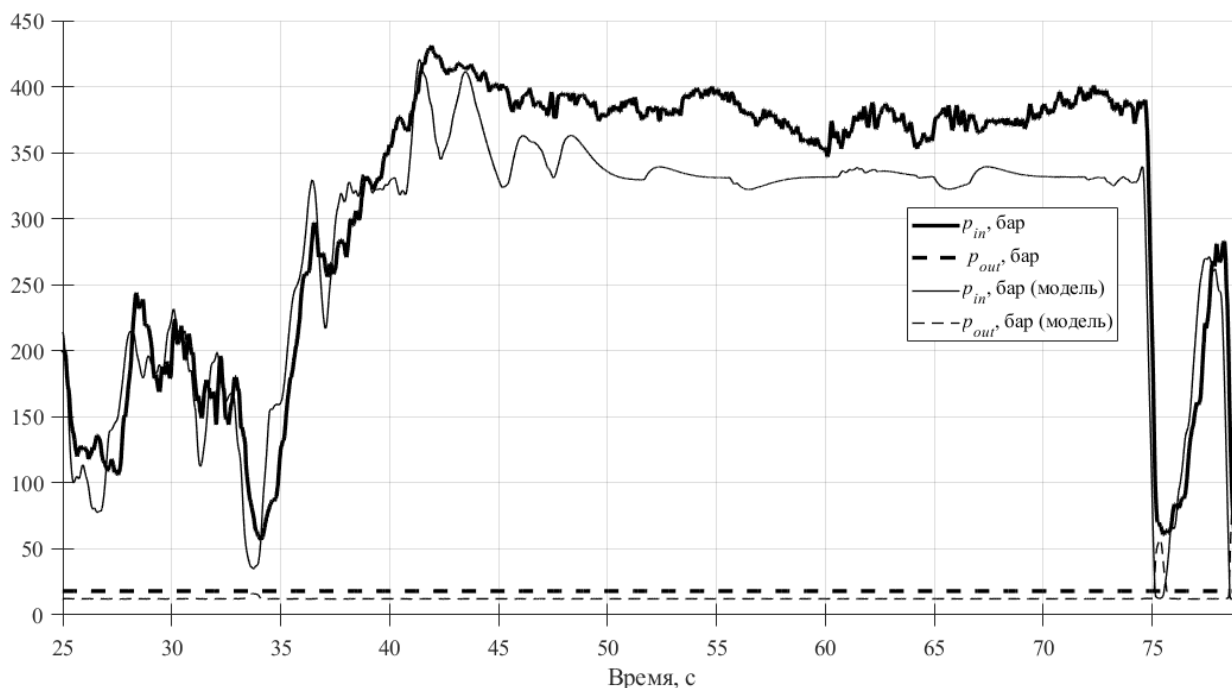


Рис. 11. Давления в гидролиниях ГОП в натурном и вычислительном эксперименте

Fig. 11. Pressures in hydrostatic transmission lines in natural experiment and simulation

Сравнивая результаты эксперимента с результатами имитационного моделирования можно отметить, в первую очередь их качественное совпадение. Максимальное расхождение результатов наблюдается в значениях давления и составляет порядка 18%, при этом после первой итерации отладки алгоритмов на машине не составит труда учесть это отклонение.

Оценивая работу имитационной модели в целом, можно заключить, что ее точность достаточна для решаемых задач разработки алгоритмов.

Заключение

Имитационное моделирование является мощным инструментом разработки и проектирования новых образцов техники. Применение имитационных моделей реального времени позволяет ускорить процесс разработки, сэкономить материальные ресурсы на отладке и изучить широкий спектр эксплуатационных режимов проектируемой техники.

В данной работе рассмотрен пример разработки алгоритмов с применением имитационного моделирования. Впоследствии разработка была успешно внедрена в систему управления опытной машины. Сравнение результатов моделирования и натурного эксперимента позволяет сделать вывод о достаточной, для рассматриваемых целей, точности имитационной модели и состоятельности приведенного подхода к проектированию.

Библиографический список

1. **Башта, Т.М.** Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
2. **Бузунов, Н.В.** Моделирование движения колесных машин в режиме «реального времени» для реализации бортовых систем управления автономным ходом / Н.В. Бузунов, Г.О. Котиев, Б.В. Падалкин // Международный автомобильный научный форум (МАНФ-2018) «Технологии и компоненты интеллектуальных транспортных систем» – 2018. – М.: НАМИ, 2018. С. 490-503.
3. **Sun, H.** Robust Inverse Dynamics Control for a Hydrostatic Transmission with Actuator Uncertainties / H. Sum, H. Ashemann // 6th IFAC Symposium on Mechatronic Systems – 2013. Pp. 116-124.
4. **Jelali, M.** Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control / M. Jelali, A. Kroll – London: Springer-Verlag, 2003. – 355 p.

*Дата поступления
в редакцию: 04.06.2024*

*Дата принятия
к публикации: 28.12.2024*