

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗА-ЗАМЕДЛИТЕЛЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

И.С. Ковалёв

ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»;
Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ»,
г. Набережные Челны, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. В данной статье представлена математическая модель гидравлического тормоза-замедлителя грузового автомобиля. Модель тормоза-замедлителя разработана на основе математической модели стендового гидротормоза, которая описывает гидродинамические процессы в проточной области гидротормоза, в том числе и процессы её заполнения и опустошения.

Материалы и методы. Модель тормоза-замедлителя была разработана с учётом возможности её последующей интеграции с моделью системы охлаждения двигателя. Для этого в модель было добавлено уравнение состояния, характеризующее изменение температуры жидкости в проточной области при преобразовании механической энергии ротора в тепловую и переносе тепла с потоком жидкости по контуру системы охлаждения. Из-за отсутствия ограничения на заполнение проточной области в модели гидротормоза в математическую модель тормоза-замедлителя добавлен эффект сжатия жидкости при полном заполнении, который препятствует дальнейшему наполнению проточной области.

Результаты. Компьютерная модель тормоза-замедлителя реализована на языке программирования C для применения в среде имитационного моделирования LMSAmesim. Для проверки работоспособности модели тормоза-замедлителя она была интегрирована с компьютерными моделями двигателя, системы охлаждения двигателя и динамики движения автомобиля. Синтезирован алгоритм управления тормозом-замедлителем на базе ПИ-регуляторов.

Обсуждение. Компьютерная модель тормоза-замедлителя корректно функционирует: при длительном торможении наблюдается повышение температуры жидкости в контуре системы охлаждения. Переполнения проточной области тормоза-замедлителя не происходит благодаря добавленному эффекту увеличения давления жидкости от сжатия.

Заключение. Разработанная модель может быть использована для исследования влияния конструкции тормоза-замедлителя на функционирование автомобиля и для разработки алгоритмов управления тормозом-замедлителем.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: гидравлический тормоз-замедлитель, математическая модель, грузовые автомобили, управление торможением, система охлаждения, терморегулирование, компьютерное моделирование, Amesim.

© И.С. Ковалёв, 2018



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

MATHEMATICAL AND COMPUTER SIMULATION OF THE COMMERTIAL VEHICLE'S HYDRAULIC RETARDER

I.S. Kovalev

Kazan (Volga) Federal University, R&D KAMAZ Centre,
Naberezhnye Chelny, Russia

ABSTRACT

Introduction. *The article represents the mathematical model of commercial vehicle's hydraulic retarder. The model is based on the mathematical model of the variable filling hydraulic dynamometer.*

Materials and methods. *The retarder model was designed with the possibility of its integration with the mathematical model of the engine cooling system. For this purpose, the state function of fluid temperature in a working chamber of the retarder was added to the retarder model. Consequently, fluid compression in the working chamber was included into the model to avoid unlimited filling because of possible high pressure at the retarder inlet.*

Results. *The simulation model of the retarder was established as LMS Amesim submodel using C-programming language. For testing, the retarder simulation model was integrated with the Amesim models of the engine cooling system and with the powertrain and vehicle movement dynamics. In addition, brake torque regulation was synthesized on PI controllers.*

Discussion and conclusions. *During simulation of the vehicle movement on the mountain route expectable results were obtain, such as continuous braking via the retarder, which led to increasing of the cooling system's fluid temperature. Therefore, overfilling of the retarder working chamber didn't occur through the fluid compression. The retarder model could be applied to determine retarder design influence at vehicle functioning. For instance, it could be used for development of the algorithms' control.*

KEYWORDS: *hydraulic retarder, mathematical model, commercial vehicle, braking control, cooling system, thermal management, computer simulation, Amesim.*

© I.S. Kovalev, 2018



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Традиционно в автомобилестроении применяются фрикционные тормозные механизмы, которые используют трение между двумя поверхностями для замедления вращения колёс. Распространение фрикционного тормоза обусловлено простотой его конструкции и высоким реализуемым тормозным усилием. Однако использование тормоза такого типа сопровождается выделением тепла, шума и его постепенной деградацией из-за износа трущихся частей механизма [1]. Нагревание и износ фрикционных механизмов приводит к ухудшению эксплуатационных свойств тормозной системы, что увеличивает риск возникновения опасных дорожных ситуаций.

Для грузовых автомобилей проблема износа тормозов стоит наиболее остро. Это связано как с большей нагрузкой на тормозные механизмы из-за большой массы автомобиля, так и с особенностями маршрута, который может содержать участки с длительными спусками. Поэтому в грузовых автомобилях и автобусах для частого или длительного торможения применяются дополнительные износостойкие тормозные системы, ухудшение эксплуатационных характеристик которых при длительном использовании незначительно.

В качестве износостойкой тормозной системы широкое распространение получило использование тормоза-замедлителя. По принципу действия существуют две основные разновидности тормоза-замедлителя: гидравлический и электромагнитный. У обоих видов тормозное усилие возникает в роторе, присоединённом к элементам автомобильной трансмиссии, и ограничено скоростью его вращения. Из-за этого тормоз-замедлитель не может быть использован для полной остановки транспортного средства и служит лишь в качестве вспомогательной тормозной системы. В грузовых автомобилях обычно применяются гидравлические тормоза-замедлители, так как электромагнитные проигрывают им в соотношении тормозного момента на единицу массы и требуют больших затрат электроэнергии для торможения по сравнению с гидравлическими [2].

При разработке конструкции замедлителя распространённой практикой является использование математических моделей. Моделированию гидравлического тормоза-замедлителя посвящено множество работ, в ко-

торых модели используются для различных целей: исследования гидро- и термодинамических процессов в проточной области замедлителя и их влияние на процесс торможения [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11] разработки систем управления [12, 13] сравнения различных вариантов конструкции тормоза-замедлителя [14], моделирования процесса торможения транспортного средства¹.

В большей части работ при исследовании применены методы вычислительной гидродинамики, которые позволяют достаточно точно моделировать поведение жидкости в проточной области, но проведение каждого численного эксперимента требует значительных затрат процессорного времени. Такой подход хорош для определения характеристик тормоза-замедлителя с известной конструкцией до проведения испытаний, но ограничен в применении к задачам управления торможением и проектирования автомобиля.

В работах, связанных с алгоритмами управления и моделированием тормозной динамики автомобиля, для математического описания тормозного момента, создаваемого тормозом-замедлителем, преимущественно используется формула подобия $M = \alpha \lambda \rho n^2 D^5$, в которой α – степень заполнения проточной части жидкостью, λ – коэффициент эффективности, определяемый на основе эксперимента, ρ – плотность рабочей жидкости, n – количество оборотов ротора за минуту, D – активный диаметр. Степень заполнения проточной области в таких моделях является управляемой переменной, значение которой определяет реализуемый тормозной момент.

Такое математическое описание удобно в случае, если тормоз-замедлитель обладает отдельным контуром рабочей жидкости. Но оно не подходит, когда в проточную часть тормоза-замедлителя напрямую подаётся жидкость из контура системы охлаждения автомобиля. В таком случае динамика торможения будет зависеть не только от частоты вращения ротора, но и от характера течения жидкости через контур системы охлаждения. Помимо этого при торможении тормоз-замедлитель начинает вести себя как насос, что сказывается на функционировании системы охлаждения. В этом случае от модели требуется не только вычисление тормозного момента, но и динамики изменения степени заполнения проточной области.

¹ The simulation and analysis on engine and hydraulic retarder continual braking performance of the tracked vehicle on long downhill / B. Song [и др.] // ICEMI 2009 – Proceedings of 9th International Conference on Electronic Measurement and Instruments. 2009. С. 3928-3931.

Математическая модель, учитывающая гидродинамические эффекты в проточной области, предложена в цикле работ [15, 16, 17]. Эта модель предназначена для математического описания гидротормоза, используемого для стендовых испытаний двигателей. Преимуществом этой модели гидротормоза является использование геометрических параметров проточной области в качестве входных, что позволяет отследить влияние конструкции на тормозные свойства гидротормоза. Несмотря на разное назначение, гидравлический тормоз-замедлитель и гидротормоз имеют одинаковый принцип работы и схожую конструкцию. Поэтому для исследования обоих устройств может применяться одна и та же математическая модель.

Но модель гидротормоза не может быть полноценно применена для исследования совместной работы тормоза-замедлителя и системы охлаждения двигателя с общим жидкостным контуром, так как она в ней не учитываются тепловые процессы, происходящие с рабочей жидкостью. Второй причиной, затрудняющей применение модели, является отсутствие каких-либо ограничений на наполнение проточной области, что в некоторых ситуациях может приводить к её степени заполнения более 100% и, как следствие, к неадекватным результатам расчёта.

Решению указанных проблем посвящена данная статья. Целью работы является создание модели тормоза-замедлителя, пригодной для одновременного моделирования с жидкостным контуром системы охлаждения.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

Структура математической модели гидротормоза. В качестве основы для создания математической модели тормоза-замедлителя взята модель гидротормоза из работ [15, 16, 17]. Математическая модель гидротормоза построена на основе уравнений, описывающих круговое движение жидкости в сечении проточной области параллельной лопаткам ротора и статора (рисунок 1). Ось вращения жидкости расположена на границе между ротором и статором и удалена от оси вращения ротора на расстояние R_M , которое принято постоянным и соответствует оси вращения жидкости при полном наполнении проточной области. Между жидкостью и воздухом в модели обозначена чёткая граница, определяемая радиусами R_{CO} и R_{CI} , которые зависят от степени заполнения. Центр воздушной области R_V в общем случае не лежит на оси вращения жидкости.

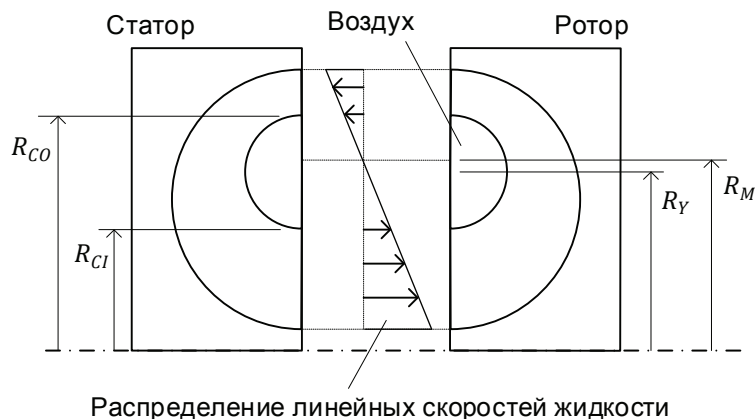


Рисунок 1 – Циркуляция жидкости между ротором и статором

Figure 1 – Fluid circulation between rotor and stator

Источник: составлено автором

Входными переменными модели являются угловая скорость ротора ω_p , объёмные расходы жидкости Q_{in} и Q_{out} через впускные и выпускные отверстия соответственно. Выходными – тормозной крутящий момент T , давления на входе p_{in} и на выходе p_{out} .

Для вычисления угловой скорости жидкости ω использованы уравнения мощностного баланса между механической мощностью и гидравлическими потерями, которые приводят к следующей формуле [15]:

$$\omega^3(K_{I3} + K_{I6} + K_F + K_{CS}) + \omega^2\omega_p(K_{I2} + K_{I5} - K_2) + \omega\omega_p^2(K_{I1} + K_{I4} - K_1) - K_3\omega_p^2 - K_4\omega\omega_p - K_5\dot{\omega}_p\omega_p - K_6\dot{\omega}\omega_p = 0, \quad (1)$$

где K_1 – коэффициенты механической мощности, K_{II} – коэффициенты ударных потерь, K_{CS} – коэффициент потерь на вторичную циркуляцию, K_F – коэффициент потерь на трение. Зная значения угловой скорости жидкости и её производной, можно вычислить тормозной момент τ , создаваемый гидротормозом:

$$\tau = K_1 \omega \omega_p + K_2 \omega^2 + K_3 \omega_p + K_4 \omega + K_5 \dot{\omega}_p + K_6 \dot{\omega}.$$

Давление p в модели гидротормоза зависит от центробежной силы, возникающей из-за одно-временного вращательного движения жидкости и ротора. Модель позволяет вычислять давление для любой точки с полярными координатами (r, θ) , заданными относительно центра вращения жидкости. Давление p в точке (r, θ) определяется формулой [15]:

$$p(r, \theta) = \rho \left[(\omega^2 + 2\omega_p \omega C_{WV}) \frac{1}{2} r^2 + (\dot{\omega}_p C_{WR} + \omega_p^2 C_{WWR}) \times \right. \\ \left. \times \left\{ \frac{(r - R_M \cos \theta)}{2} (r^2 + R_M^2 - 2R_M r \cos \theta)^{1/2} - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{(\cos^2 \theta - 1)}{2} R_M^2 \operatorname{ch}^{-1} \frac{r - R_M \cos \theta}{R_M (\cos^2 \theta - 1)^{1/2}} \right\} \right] + C, \quad (2)$$

где ρ – плотность жидкости, C_{WV} , C_{WR} и C_{WWR} – коэффициенты, зависящие от координат выбранной точки и геометрических параметров проточной области, C – постоянная интегрирования, которая находится из уравнения (2) для точки на границе между жидкостью и воздухом, значение давления в которой равно атмосферному.

Формула (2) используется для определения давления во впускных и выпускных отверстиях проточной области. Далее полученные значения давления применяются для вычисления расхода жидкости через каналы жидкостного контура, к которому присоединён гидротормоз. При известных расходах жидкости через проточную область вычисляется производная степени заполнения

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{(Q_{in} - Q_{out})}{V}, \quad (3)$$

где V – объём межлопаточного пространства проточной области.

Математическая модель тормоза-замедлителя. Моделирование преобразования механической энергии вращения ротора в тепловую и переноса тепловой энергии жидкостью осуществлялось на основе первого закона термодинамики. Жидкость в проточной области тормоза-замедлителя рассматривается как открытая термодинамическая система. В качестве дополнительной переменной состояния была введена температура T . Суммарная мощность потерь механической энергии, т.е. тормозная мощность, равная произведению крутящего момента τ и угловой скорости ротора ω_p , переходит в жидкость в виде тепла. Перенос тепловой энергии жидкостью между проточной областью тормоза-замедлителя и остальной частью жидкостного контура моделируется как потоки энтальпии H_{in} и H_{out} . В результате было получено следующее уравнение теплового баланса [18]:

$$m c_p \frac{dT}{dt} = \tau \omega_p + H_{in} - H_{out} - h \frac{(Q_{in} - Q_{out})}{\rho}, \quad (4)$$

где c_p – удельная теплоёмкость, h – удельная энтальпия. Уравнение (4) совместно с уравнением (2)+ позволяет связать математическую модель проточной области тормоза-замедлителя с моделью остальной части жидкостного контура системы охлаждения.

Наличие значение температуры в модели позволяет учесть эффект теплового расширения жидкости после дополнения уравнения (3):

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{(Q_{in} - Q_{out})}{V} + \alpha \frac{dT}{dt}, \quad (5)$$

где α – коэффициентобъёмного теплового расширения.

Для решения проблемы с переполнением проточной области в уравнение (2) было принято

допущение, что при жидкость становится сжимаемой (в модели гидротормоза жидкость является несжимаемой). Тогда в соответствии с определением объёмного модуля упругости β определяется значение дополнительного давления от сжатия Δp_c :

$$\beta = -V \frac{dp}{dV} \Rightarrow \Delta p_c = -\beta \frac{\Delta V}{V} = -\beta \frac{V - \phi \cdot V}{V} = \beta(\phi - 1). \quad (6)$$

Таким образом, при переполнении проточной области будет происходить увеличение давления, препятствующее дальнейшему притоку жидкости и способствующее его оттоку из проточной области.

Уравнение (6) задаёт мягкое ограничение для степени наполнения проточной области, которое не порождает дополнительной нелинейности модели и позволяет продолжать вычисления, если степень заполнения превысит единицу из-за особенностей модели жидкостного контура или из-за проблем компьютерного моделирования динамических систем (например, резкие переходные процессы при стабилизации модели в начальный момент времени).

В итоге из уравнений (1), (4) и (5), соответственно, получена замкнутая система нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка, которая имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \omega^3(K_{I3} + K_{I6} + K_F + K_{CS}) + \omega^2\omega_p(K_{I2} + K_{I5} - K_2) + \omega\omega_p^2(K_{I1} + K_{I4} - K_1) - K_3\omega_p^2 - \\ - K_4\omega\omega_p - K_5 \frac{d\omega_p}{dt} \omega_p - K_6 \frac{d\omega}{dt} \omega_p = 0, \\ mc_p \frac{dT}{dt} = \tau\omega_p + H_{in} - H_{out} - h \frac{(Q_{in} - Q_{out})}{\rho}, \\ \frac{d\phi}{dt} = \frac{(Q_{in} - Q_{out})}{V} + \alpha \frac{dT}{dt}. \end{cases} \quad (7)$$

Для системы (7) переменные являются входными, неизвестные: температура жидкости T , степень заполнения и угловая скорость жидкости ω . Система (7) решается относительно неизвестных производных как система линейных алгебраических уравнений. После задания значений неизвестных в начальный момент времени будет получена задача Коши, которая может быть решена обычными численными методами, например методом Рунге-Кутты или схемой предиктор-корректор.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Математическая модель была реализована на языке программирования C для применения её в среде имитационного моделирования LMSAmesim. Для проверки работоспособности и адекватности поведения разработанной модели тормоза-замедлителя была использована компьютерная модель системы охлаждения дизельного двигателя². Компьютерные модели тормоза-замедлителя и системы охлаждения объединены в одну модель, в которую были добавлены модели трансмиссии, движения автомобиля и водителя, взятые из библиотеки моделей среды LMSAmesim. Итоговая модель представлена на рисунке 2.

В качестве тестового сценария использовалось движение автомобиля с массой 44 т с поддержкой постоянной скорости 60 км/ч. На пути у автомобиля два спуска с уклоном 5 и 10% длиной 1 км (рисунок 3). Тормоз-замедлитель соединён с выходным валом коробки передач. Для оценки влияния работы тормоза-замедлителя на температуру охлаждающей жидкости было отключено терморегулирование системы охлаждения: вентилятор постоянно включен, термостат зафиксирован в одном положении.

² Ковалёв И.С. Математическое и компьютерное моделирование системы охлаждения дизельного двигателя грузового автомобиля / И.С. Ковалёв // Материалы VIII Международной научно-технической конференции «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы – 2017» (МНТК «ИМТОМ-2017»). Казань, 2017. Т. 2. С. 188–191. URL: https://kpfu.ru/staff_files/F_1503660416/Dlya_diska_Materials_2017_part_2.pdf (дата обращения: 09.02.2018)

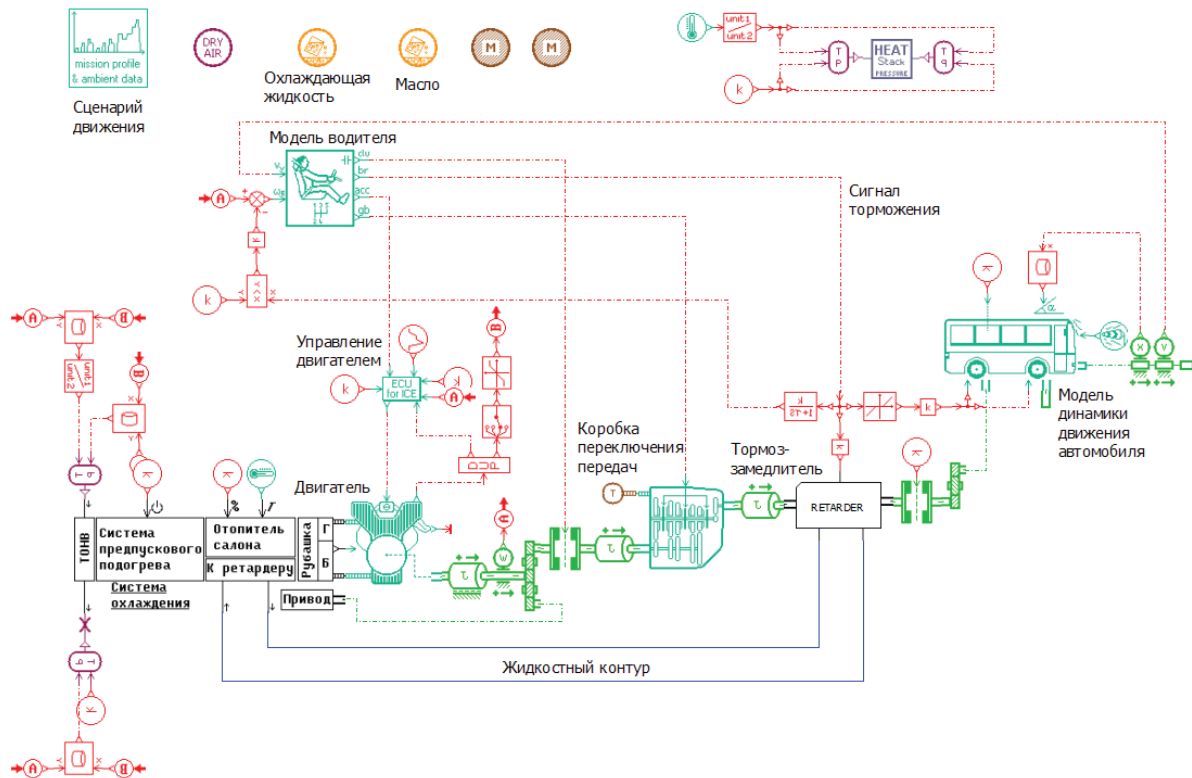


Рисунок 2 – Тестовая компьютерная модель в среде LMSAmesim

Figure 2 – LMS AMESim test simulation model

Источник: составлено автором

Для реализации торможения автомобиля тормозом-замедлителем в компьютерной модели был синтезирован регулятор на основе двух ПИ-регуляторов, один из которых управляет впускным клапаном, второй – выходным. Регулятор представлен на рисунке 4. Ошибкой рассогласования для регулятора является разница между требуемым тормозным моментом и фактическим. Максимальный тормозной момент задан таблицей зависимости от угловой скорости. Далее он умножается на значение сигнала торможения, идущего от модели водителя. Одновременно активен только один ПИ-регулятор. Значение управляющего сигнала варьируется от 0 до 1. Для регулятора выпускного клапана значение единицы означает полное открытие клапана, для впускного – закрытие. Переключение активного регулятора происходит, когда значение на выходе активного ПИ-регулятора достигает единицы, т.е. когда он не может продолжать регулирование. Для клапанов задано ограничение на закрытие для предотвращения неограниченного увеличения температуры жидкости в проточной области из-за её застоя.

На рисунке 5 представлены графики зависимости реализованного тормозного момента замедлителем, степени заполнения проточной области и температуры охлаждающей жидкости на входе в двигатель. На участках времени, соответствующих спускам, происходит торможение, о чём свидетельствует высокое значение тормозной мощности и степени заполнения проточной области тормоза замедлителя. Значение степени заполнения проточной области не превышает 100,01%, которое соответствует увеличению давления на 80 кПа. Добавочное давление успешно компенсирует давление в контуре системы охлаждения и останавливает дальнейшее заполнение проточной области. На спусках наблюдается значительное повышение температуры охлаждающей жидкости из-за преобразования механической энергии вращения ротора в тепловую.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе математической модели стенового гидротормоза разработана математическая модель тормоза-замедлителя, кото-

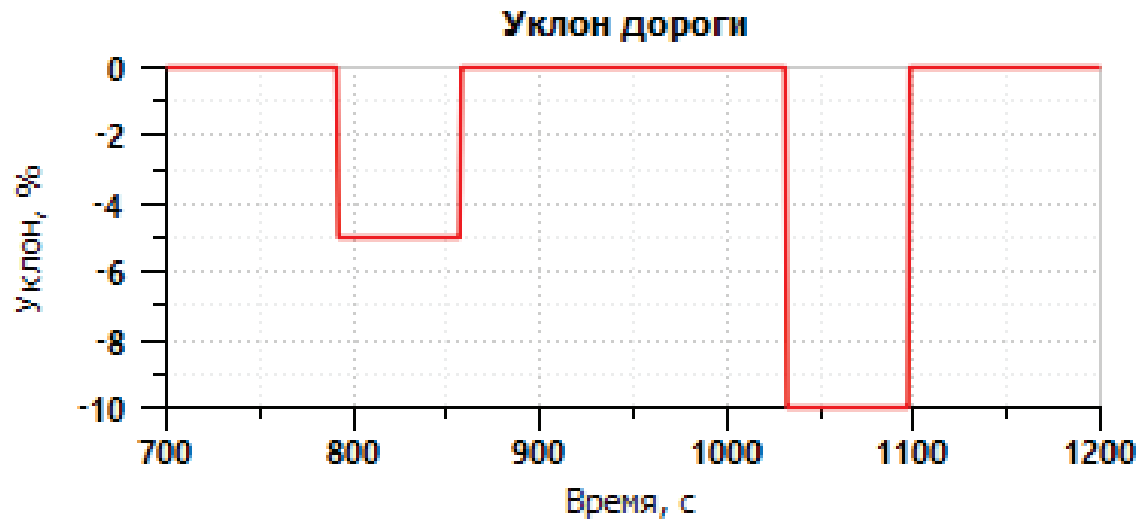


Рисунок 3 – График зависимости уклона от времени

Figure 3 – Roadslope diagram during simulation

Источник: составлено автором

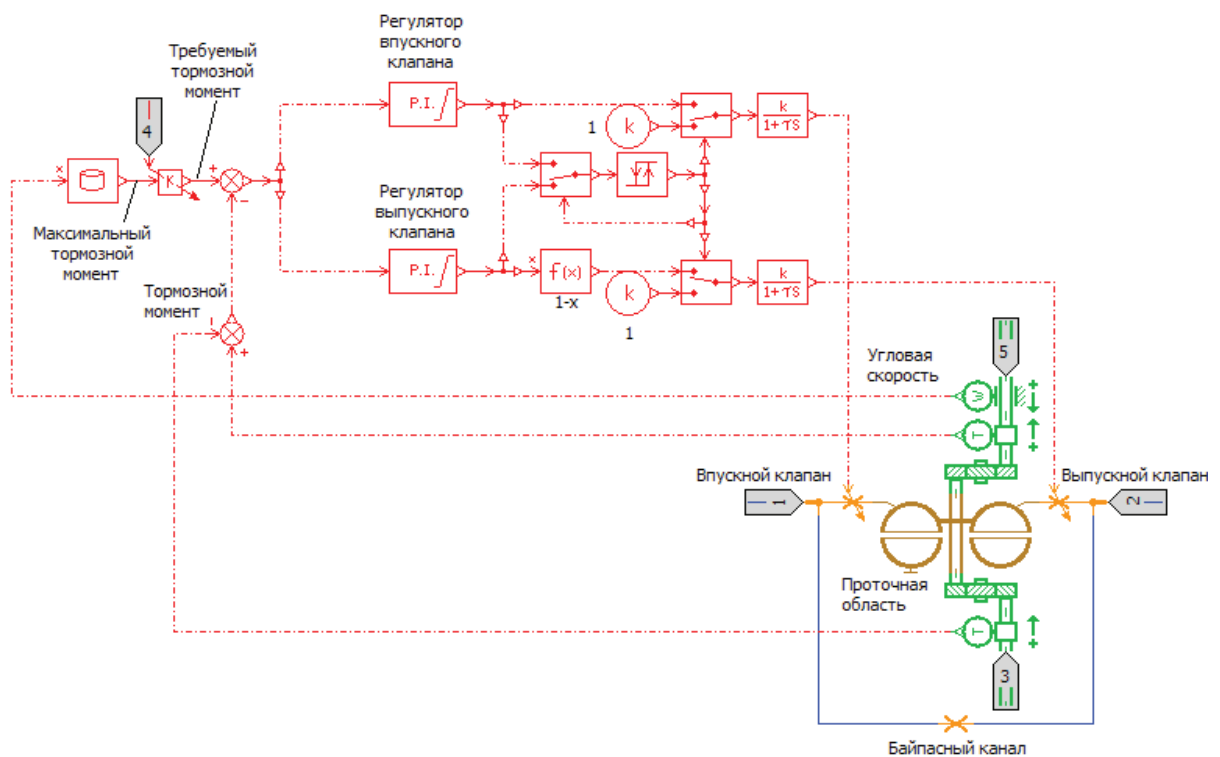


Рисунок 4 – Компьютерная модель тормоза-замедлителя и алгоритма управления торможением

Figure 4 – Computer model of the retarder and braking torque controller

Источник: составлено автором

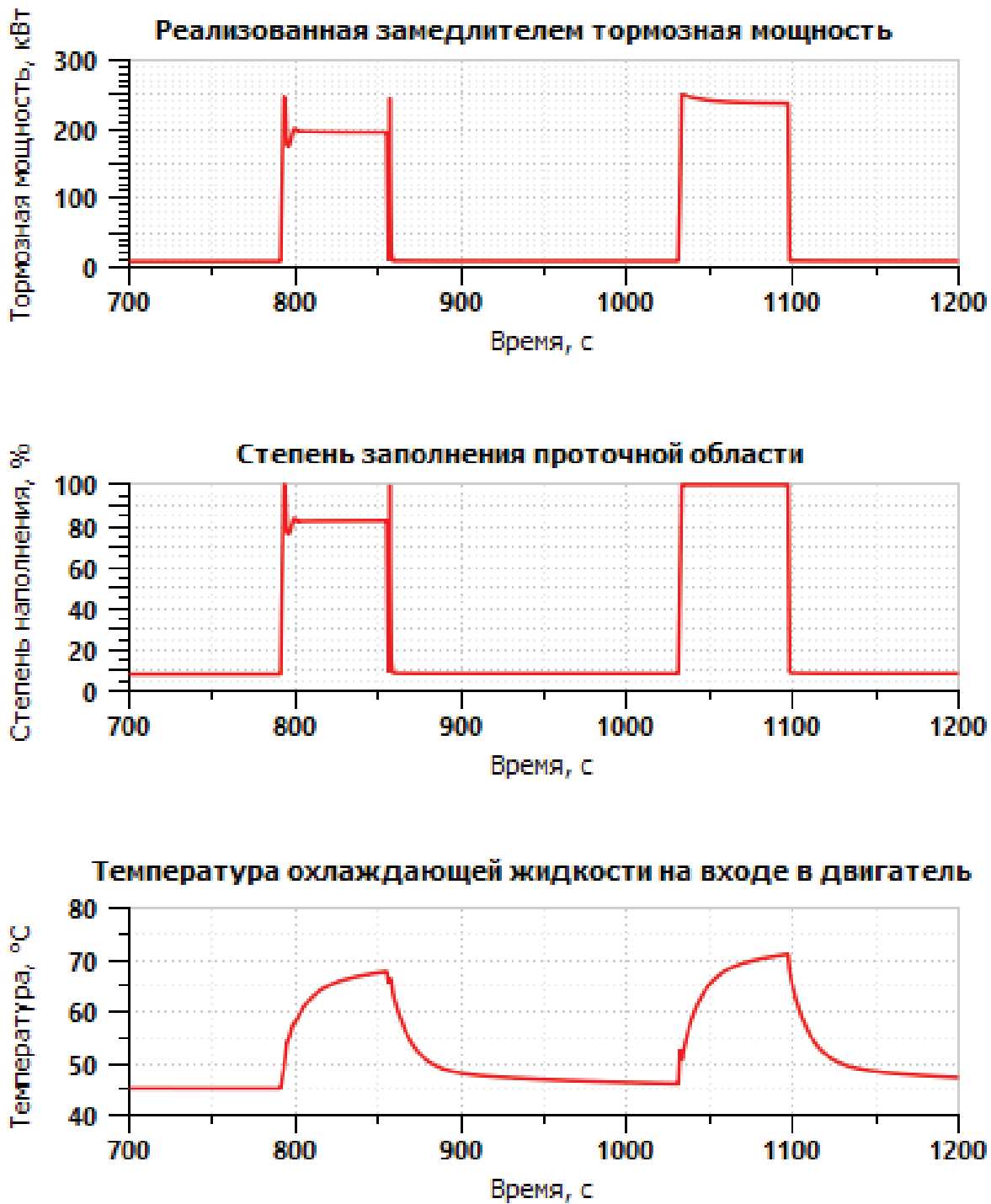


Рисунок 5 – Графики зависимости тормозной мощности, степени заполнения проточной области замедлителя и температуры охлаждающей жидкости на входе в двигатель от времени

Figure 5 – Dependence diagrams of braking power, filling ratio of the working chamber and engine inlet temperature during simulation

Источник: составлено автором

рая описывает помимо гидродинамических и тепловые процессы в проточной области замедлителя. Разработанная модель может быть использована для исследования влияния процесса торможения замедлителем на поведение жидкости в контуре, к которому присоединён тормоз-замедлитель, в частности, к контуру системы охлаждения двигателя. Помимо этого модель применима для синтеза и отладки алгоритмов управления тормозом-замедлителем.

Компьютерная реализация модели корректно работает в составе компьютерной модели системы охлаждения двигателя при имитации движения грузового автомобиля по маршруту со склонами. Добавленный в математическую модель тормоза-замедлителя эффект сжатия жидкости компенсирует давление, создаваемое насосом, и препятствует избыточному заполнению проточной области.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Braking performance and noise in excessive worn brake discs coated with HVOF thermal spray process / A. Öz [и др.] // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. Т. 31. № 2. С. 535-543.
2. Zheng H. Hydraulic retarders for heavy vehicles: Analysis of fluid mechanics and computational fluid dynamics on braking torque and temperature rise / H. Zheng, Y. Lei, P. Song // *International Journal of Automotive Technology*. 2017. Т. 18. Hydraulic retarders for heavy vehicles. № 3. С. 387-396.
3. Analysis of unsteady rotor-stator flow with variable viscosity based on experiments and CFD simulations / C. Liu [и др.] // *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*. 2015. Т. 68. № 12. С. 1351-1368.
4. Hur N. Flow and performance analyses of a partially-charged water retarder / N. Hur, M. Moshfeghi, W. Lee // *Computers & Fluids*. 2018. Т. 164. С. 18-26.
5. Liu C. Numerical investigation on effects of thermophysical properties on fluid flow in hydraulic retarder / C. Liu, W. Bu, T. Wang // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. Т. 114. С. 1146-1158.
6. Wang K. Research on parametric design of hydraulic retarder based on multi-field coupling of heat, fluid and solid / K. Wang, J. Tang, G. Li // *Open Mechanical Engineering Journal*. 2015. Т. 9. № 1. С. 58-64.
7. Mu H. Study on influence of inlet and outlet flow rates on oil pressures and braking torque in a hydrodynamic retarder / H. Mu, Q. Yan, W. Wei // *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*. 2017. Т. 27. № 11. С. 2544-2564.
8. Study on reconstruction and prediction methods of pressure field on blade surfaces for oil-filling process in a hydrodynamic retarder / H. Mu [и др.] // *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*. 2016. Т. 26. № 6. С. 1843-1870.
9. Temperature field analysis on the hydrodynamic retarder of heavy vehicle / Z. Yuan [и др.] // *Advanced Materials Research*. 2012. Т. 503-504. С. 1025-1028.
10. The experimental study of unload on temperature characteristics of hydraulic retarder / C. Wu [и др.] // *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Т. 620. С. 255-261.
11. Zheng H.-P. Water medium retarders for heavy-duty vehicles: Computational fluid dynamics and experimental analysis of filling ratio control method / H.-P. Zheng, Y.-L. Lei, P.-X. Song // *Journal of Hydrodynamics*. 2017. Т. 29. Water medium retarders for heavy-duty vehicles. № 6. С. 1067-1075.
12. Application of fuzzy logic in constant speed control of hydraulic retarder / Y. Lei [и др.] // *Advances in Mechanical Engineering*. 2017. Т. 9. № 2.
13. Zheng H. Design of a filling ratio observer for a hydraulic retarder: An analysis of vehicle thermal management and dynamic braking system / H. Zheng, Y. Lei, P. Song // *Advances in Mechanical Engineering*. 2016. Т. 8. Design of a filling ratio observer for a hydraulic retarder. № 10. С. 1-8.
14. Effects of blade lean angle on a hydraulic retarder / M. Chen [и др.] // *Advances in Mechanical Engineering*. 2016. Т. 8. № 5. С. 1-9.
15. Raine J.K. Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer. Part 1 : torque absorption theory and the influence of working compartment geometry on performance / J.K. Raine, P.G. Hodgson // *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1991. Т. 205. № 3. С. 155-163.
16. Hodgson P.G. Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer. Part 2: Steady State and Dynamic Open-Loop Performance / P.G. Hodgson, J.K. Raine // *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1992. Т. 206. № 1. С. 49-56.
17. Hodgson P.G. Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer. Part 3: Closed-Loop Performance / P.G. Hodgson, J.K.

Raine // *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1992. Т. 206. № 5. С. 327-336.

18. *Fundamentals of Fluid Mechanics* / B.R. Munson [и др.]. Hoboken, NJ: Wiley, 2012. 792 с.

REFERENCES

1. Öz, A., Gürbüz, H., Yakut, A. K., and Sağiroğlu, S. Braking performance and noise in excessive worn brake discs coated with HVOF thermal spray process. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, vol. 31, no. 2, pp. 535–543.

2. Zheng, H., Lei, Y., and Song, P. Hydraulic retarders for heavy vehicles: Analysis of fluid mechanics and computational fluid dynamics on braking torque and temperature rise. *International Journal of Automotive Technology*, 2017, vol. 18, no. 3, pp. 387–396.

3. Liu, C., Xu, D., Ma, W., Yuan, Z., and Li, X. Analysis of unsteady rotor-stator flow with variable viscosity based on experiments and CFD simulations. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 2015, vol. 68, no. 12, pp. 1351–1368.

4. Hur N., Moshfeghi M., and Lee W. Flow and performance analyses of a partially-charged water retarder. *Computers & Fluids*, 2018, vol. 164, pp. 18-26.

6. Wang, K., Tang, J., and Li, G. Research on parametric design of hydraulic retarder based on multi-field coupling of heat, fluid and solid. *Open Mechanical Engineering Journal*, 2015, vol. 9, no. 1, pp. 58–64.

7. Mu, H., Yan, Q., and Wei, W. Study on influence of inlet and outlet flow rates on oil pressures and braking torque in a hydrodynamic retarder. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 2017, vol. 27, no. 11, pp. 2544–2564.

8. Mu, H., Wei, W., Untaroiu, A., and Yan, Q. Study on reconstruction and prediction methods of pressure field on blade surfaces for oil-filling process in a hydrodynamic retarder. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 2016, vol. 26, no. 6, pp. 1843–1870.

9. Yuan, Z., Ma, W., Cai, W., Fan, L., and Song, J. Temperature field analysis on the hydrodynamic retarder of heavy vehicle. *Advanced Materials Research*, 2012, vol. 503–504, pp. 1025–1028.

10. Wu, C., Song, Z. C., Tang, S. S., and Shan, W. G. The experimental study of unload on temperature characteristics of hydraulic retarder. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, vol. 620, pp. 255–261.

11. Zheng, H.-P., Lei, Y.-L., and Song, P.-X.

Water medium retarders for heavy-duty vehicles: Computational fluid dynamics and experimental analysis of filling ratio control method. *Journal of Hydrodynamics*, 2017, vol. 29, no. 6, pp. 1067–1075.

12. Lei, Y., Song, P., Zheng, H., Fu, Y., Li, X., and Song, B. Application of fuzzy logic in constant speed control of hydraulic retarder. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, vol. 9, no. 2.

13. Zheng, H., Lei, Y., and Song, P. Design of a filling ratio observer for a hydraulic retarder: An analysis of vehicle thermal management and dynamic braking system. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016, vol. 8, no. 10, pp. 1–8.

14. Chen, M., Guo, X., Tan, G., Pei, X., and Zhang, W. Effects of blade lean angle on a hydraulic retarder. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016, vol. 8, no. 5, pp. 1–9.

15. Raine, J. K. and Hodgson, P. G. Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer. Part 1: torque absorption theory and the influence of working compartment geometry on performance. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1991, vol. 205, no. 3, pp. 155–163.

16. Hodgson, P. G. and Raine, J. K. Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer. Part 2: Steady State and Dynamic Open-Loop Performance. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1992, vol. 206, no. 1, pp. 49–56.

17. Hodgson, P. G. and Raine, J. K., Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer. Part 3: Closed-Loop Performance. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1992, vol. 206, no. 5, pp. 327–336.

18. Munson, B. R., Rothmayer, A. P., Okiishi, T. H., and Huebsch, W. W., *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 7 edition. Hoboken, NJ: Wiley, 2012.

Поступила 04.03.2018, принята к публикации 25.06.2018.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: Никто из авторов не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах или методах. Конфликт интересов отсутствует.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Ковалёв Илья Сергеевич – магистрант кафедры «Системный анализ и информатика» ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет» (423822, г. Набережные Челны, пр. Мира, 16а, e-mail: kovalevis@mail.ru); инженер-конструктор службы кон-

структурских и научно-исследовательских расчётов, Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ» (423800, г. Набережные Челны, Транспортный проезд, 70).

16a, Mira Ave., Naberezhnye Chelny, Russian Federation), e-mail: kovalevis@mail.ru); Design Engineer of Research Calculations, R&D KAMAZ Centre (423800, 70, Transportnyj Pas., Naberezhnye Chelny, Russian Federation).

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Kovalev Iliia Sergeevich – Master Student of the System Analysis and Informatics Department, Kazan (Volga) Federal University (423822,