

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

№ 4 (42) 2019

Выходит 4 раза в год

ISSN 2074-0530

DOI: 10.31992/2074-0530-2019-42-4

В номере

2	Больших А.А. Расчетное исследование прочности несущей системы типа «монокок» с применением композиционных материалов	Bol'shih A.A. Computational study of the strength of the monocoque-type undercarriage using composite materials
12	Дымов И.С., Котин Д.А., Панкрац Ю.В. Структурно-параметрический синтез регулятора тока системы подчиненной коррекции радиальных отклонений ротора	Dymov I.S., Kotin D.A., Pankrac YU.V. Structural and parametric synthesis of the current regulator of a system of subordinate correction of rotor radial deviations
21	Горелов В.А., Косицын Б.Б., Мирошниченко А.В., Стадухин А.А. Регулятор системы управления поворотом быстроходной гусеничной машины с индивидуальным приводом ведущих колес	Gorelov V.A., Kosicyn B.B., Miroshnichenko A.V., Staduhin A.A. The controller of the steering control system of a high-speed tracked vehicle with individual drive wheels
29	Кулаков Н.А., Гаврилов Е.В., Рыбакова М.Р., Горелый Н.А., Паниченко И.В. Использование расчетных методов при модернизации противопульной защиты современной легкобронированной автомобильной техники	Kulakov N.A., Gavrilov E.V., Rybakova M.R., Gorelyy N.A., Panichenko I.V. The use of numerical simulation methods for the modernization of bulletproof protection of modern light armored vehicles
36	Лепешкин А.В., Медведев А.С., Михайлин А.А. Объемный гидропривод электрогенератора на транспортном средстве со стабилизацией частоты вращения	Lepeshkin A.V., Medvedev A.S., Mihajlin A.A. Volumetric hydraulic generator on a vehicle with rotational rate stabilization
42	Лиханов В.А., Лопатин О.П. Нагрузочные режимы дизелей, работающих на различных альтернативных топливах	Lihanov V.A., Lopatin O.P. Loading modes of diesel engines operating on various alternative fuels
49	Овсянников В.Е., Шпитко Г.Н. Применение расчетного метода для оценки работоспособности деталей тормозных систем строительно-дорожных машин	Ovsyannikov V.E., SHpitko G.N. Application of the calculation method for evaluating the performance of parts of braking systems of road construction vehicles
54	Плотников С.А., Зубакин А.С., Бирюков А.Л. Теоретический расчет оптимального угла опережения зажигания при работе двигателя на генераторном газе на основе времени горения	Plotnikov S.A., Zubakin A.S., Biryukov A.L. Theoretical calculation of the optimum ignition timing when the engine is running on generator gas based on the burning time
61	Торопов Е.И., Трусов Ю.П., Тумасов А.В., Мошков П.С. Верификация математической модели оценки тягово-скоростных свойств среднетоннажного грузового транспортного средства	Toropov E.I., Trusov YU.P., Tumasov A.V., Moshkov P.S. Verification of the mathematical model for evaluating the traction and speed properties of a medium-tonnage cargo vehicle
68	Фомин В.М., Скворцов А.А., Апельинский Д.В. К проблеме топливно-энергетического сбережения в сфере транспортной альтернативной энергетики	Fomin V.M., Skvortsov A.A., Apelinskij D.V. The problem of fuel and energy savings in transport alternative energy engineering
77	Шматов Ю.М., Малеев Р.А., Буйнов В.В. Система электростартерного пуска с высоковольтной конденсаторной батареей	SHmatkov YU.M., Maleev R.A., Bujnov V.V. Electric starting system with high voltage capacitor bank
83	Щетинин Ю.С. Кинематические схемы двухпоточных гидромеханических передач	SHCHetinin YU.S. Kinematic schemes of dual-flow hydromechanical gears

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ТИПА «МОНОКОК» С ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Больших А.А.

ФГБОУ ВО Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия
bolshikh@baumanracing.ru

Целью работы является уменьшение массы и повышение крутильной жесткости несущей системы гоночного автомобиля при сохранении необходимой прочности за счет применения композиционных материалов в ее конструкции. В настоящее время композиционные материалы получили широкое распространение в качестве конструкционных материалов в узлах и агрегатах автомобиля. В частности, применение современных композитных материалов в элементах несущей системы или трансмиссии автомобиля позволяет улучшить характеристики колесной машины: снизить полную и неподрессоренную массу. Из современных композитных материалов можно выделить полимерные композитные материалы, имеющие в качестве армирующего элемента углеродные волокна, обладающие малой плотностью, и наилучшим образом сочетающие высокий уровень удельной прочности с технологичностью изготовления изделий. Объектом исследования является несущая система гоночного автомобиля класса «Формула студент». Предметом исследования является применение композиционных материалов в конструкциях подобных типов несущих систем, а также расчетная оценка прочности несущей системы при его изготовлении из композитных материалов. Регламент соревнований допускает большую свободу в выборе конструкции несущих систем. Расчетная оценка прочности проведена методом конечных элементов, для этого разработана оригинальная конечно-элементная модель несущей системы с учетом анизотропных свойств армированных материалов и трехслойных панелей. Численное исследование прочности выбранной конструкции показало, что несущая система типа «монокок», изготовленная с применением композиционного материала, обладает избыточным запасом прочности при расчетных нагрузках. В результате работы была предложена конструкция несущей системы типа «монокок» с применением углепластика в передней части и трубчатой пространственной рамой в задней части, имеющая на 38 % меньшую массу и на 22 % большую крутильную жесткость по сравнению с аналогами.

Ключевые слова: несущая система, монокок, формула студент, углепластик, метод конечных элементов, спортивный автомобиль.

Введение

Для спортивного автомобиля важными являются скоростные показатели. При этом на второй план отходят показатели стоимости и технологичности.

На данный момент большинство команд, участвующих в соревнованиях, используют пространственную стальную раму (рис. 1, а), так как этот вариант является наиболее дешевым и простым в производстве, потому что не требует большого количества специальной оснастки.

Небольшое число команд использует гибридную пространственную раму с применением композиционных материалов (рис. 1, б). Такой тип конструкции обладает меньшей массой по сравнению со стальной пространственной рамой, но обладает большей трудо-

емкостью в процессе изготовления. Необходимо проводить большое количество испытаний для подтверждения работоспособности соединения углепластика со стальной трубой вблизи сварных швов.

Наибольший интерес представляют собой конструкции типа «монокок», ввиду своих преимуществ, таких как маленькая масса при высокой жесткости несущей системы. По регламенту соревнований разрешены как алюминиевые «монококи», так и с применением углепластиков.

Несущая система может быть двух составной, т.е. состоять из «монокока» в передней части несущей системы и пространственной трубчатой рамы сзади (рис. 1, в) или является цельной несущей системой (рис. 1, г) [1].

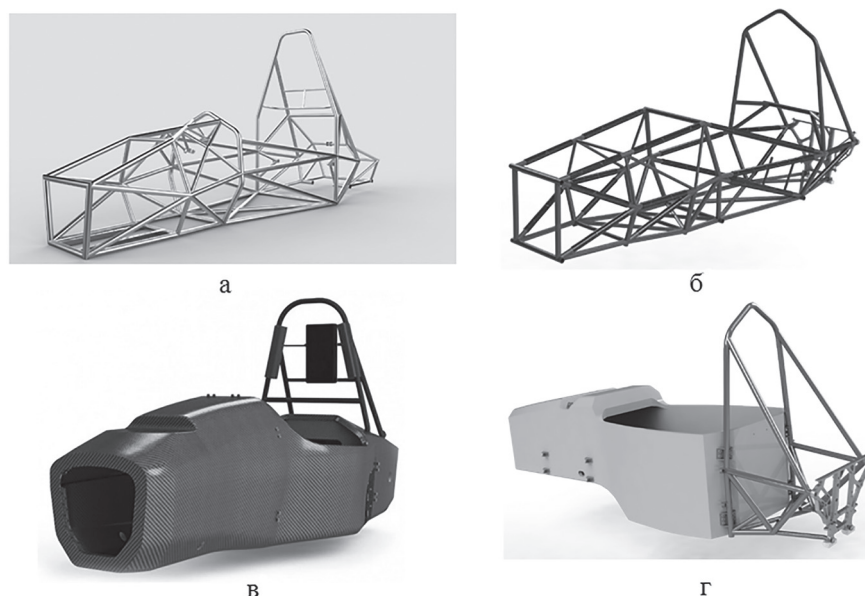


Рис. 1. Варианты конструкции несущей системы гоночного автомобиля:
а – пространственная стальная рама, *б* – гибридная пространственная рама,
в – цельный «монокок», *г* – двух составной «монокок»

Такие несущие системы обладают меньшей массой по сравнению со составным монококом, но имеют более трудоемкую технологию производства, также существует проблема охлаждения двигателя внутреннего сгорания. Такие несущие системы преимущественно применяются в автомобилях класса «Формула студент», имеющих тягу за счет электродвигателей.

Несущая система типа «монокок» в передней части и трубчатой пространственной рамой в задней части обладают большей массой по сравнению с цельными монококами, но меньше, чем пространственная и гибридная пространственные трубчатые рамы. Технология изготовления таких монококов проще цельных.

Таким образом, выбор конструкции был сделан в сторону несущей системы типа «монокок» в передней части и трубчатой пространственной рамой в задней.

Технические требования регламента «Формула студент» к несущим системам

Несущая система служит для крепления всех агрегатов автомобиля, а также размещения водителя. Несущая система воспринимает нагрузки от собственной массы, установленных на нее агрегатов, массы водителя, а также нагрузки от подвески. Кроме того, несущая си-

стема защищает водителя от внешних воздействий.

Отличительной особенностью разрабатываемого автомобиля является малая масса, относительно высокая удельная мощность, небольшой ресурс.

Основные требования регламента:

- несущая система автомобиля должна включать основную дугу безопасности;
- основная дуга безопасности служит для предотвращения контакта пилота с поверхностью земли при перевороте автомобиля;
- радиусы изгиба основной дуги безопасности должны превосходить внешний диаметр соответствующей трубы не менее чем в три раза;
- основная дуга безопасности должна быть наклонена относительно вертикальной плоскости не более чем на 10° ;
- основная дуга безопасности должна иметь две поддерживающие трубы, не имеющие изгибов [2].

Также к несущей системе гоночного автомобиля класса «Формула студент» предъявляются следующие общие требования:

- низкая масса;
- высокая угловая жесткость;
- удобство обслуживания других узлов и агрегатов;
- соответствие регламенту соревнований;
- безопасность [3].

Выбор материала несущей системы

Трехслойная панель (или сэндвич-панель) состоит из двух прочных и тонких наружных оболочек, связанных между собой малопрочным и легким материалом. Средний слой обеспечивает совместную работу наружных оболочек и увеличивает их жесткость и устойчивость. Трехслойная панель с разнесенными внешними слоями обладает высокими показателями жесткости и прочности при небольшой массе. Наружные слои преимущественно работают на растяжение и сжатие, а средний слой – на сдвиг [4].

Внешние оболочки трехслойной панели могут быть изготовлены из металла (сталь или алюминий) или композиционных материалов (стеклопластик или углепластик). Средний слой может быть изготовлен из пенопласта (полистирольного, полихлорвинилового, полиуретанового), сот (алюминиевых, арамидных), гофр (металлических или пластмассовых). Между собой слои связываются с помощью склеивания или, в случае если и наружные и средний слой из металла, с помощью сварки или пайки.

В качестве материалов для среднего слоя рассматривались поливинилхлоридные пенопласты, арамидные соты и алюминиевые соты (рис. 2).

Пенопласты выпускаются с широким набором прочностных свойств и плотностей. Они отличаются удобством работы с ними, достаточно высокими показателями удельной прочности и невысокой стоимостью. Пенопласты обладают хорошей адгезией к углеродным и стеклопластикам. Также важной является возможность склейки нескольких слоев пенопласта между собой без промежуточных слоев из стекло- или углепластика. Главным недостатком пенопластов является отсутствие возможности укладки сложной геометрии, т.к. пенопласт не имеет возможности изгибаться и принимать кривую форму оснастки.

Алюминиевые соты имеют более высокую прочность, но и большую массу, при этом они дороже пенопластов. Кроме того, алюминиевые соты имеют плохую адгезию к углепластику и стеклопластику и требуют применения дополнительных клеев или пленочных адгезивов [5].

Арамидные соты обладают меньшей массой и плотностью, чем алюминиевые и большинство пенопластов при этом обладает высокой удельной прочностью. Стоит отметить, что абсолютные значения прочности у арамидных сот меньше, чем у алюминиевых или у большинства пенопластов. Такие соты на порядок дороже своих конкурентов [6]. В данной работе рассматривается несущая система типа «монокок», в которой наружные панели выполнены из углепластика, а в качестве наполнителя используются алюминиевые соты.

Описание математической модели несущей системы гоночного автомобиля класса «Формула студент»

Сложность модели заключается в различном типе конечных элементов для различных частей конструкции, а также в расчете композиционных материалов.

Для «монокока» смоделирована средняя поверхность и разбита на элементы типа «shell».

Подвеска и задняя часть рамы моделируются балочными элементами типа «bar» и «rod» соответствующего сечения.

Рычаги подвески и тяги маятников моделируются элементами типа «rod», т.к. они имеют сферические шарниры на концах, стойка с колесом и маятник моделируется элементом типа «bar» соответствующего сечения.

Рама моделируется балочными элементами типа «bar» в соответствии с сечениями труб пространственной трубчатой рамы.

Болтовые соединения моделируются элементами «rbe2» и «bar».

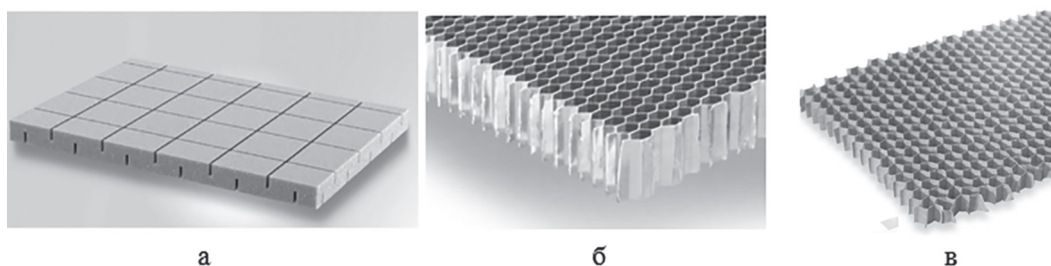


Рис. 2. а – пенопласт, б – алюминиевые соты, в – арамидные соты

Задняя силовая пластина моделируется элементами типа «solid» и крепится к задней пространственной раме при помощи элементов типа «rbe2», также крепится задняя пространственная рама к «монококу».

По регламенту соревнований в несущей системе типа «монокок» необходимо использовать как основную дугу безопасности, так и переднюю. На переднюю дугу безопасности не такие строгие ограничения по регламенту, и ее можно изготавливать из алюминиевой трубы прямоугольного сечения, что облегчает массу несущей системы. Передняя дуга задается тонкостенными оболочечными элементами типа «shell». В оснастке для выкладки углеволокна в районе передней дуги безопасности предусмотрено место, где дуга располагается, и внутренний слой углеволокна укладывается непосредственно на переднюю дугу безопасности, добавляя жесткости всей системе и обеспечивая совместную работу «монокока» и передней дуги безопасности. Передняя дуга безопасности и «монокок» закреплены друг с другом при помощи «склеенного» контакта.

В местах закладных деталей моделируется трехслойная панель, имеющая вместо сотового наполнителя алюминий.

Общий вид конечно-элементной модели несущей системы представлен на рис. 3.

По регламенту соревнований «монокок» разделяется на составные части (рис. 4). Каждая из частей имеет определенные требования по жесткости, определяемой на стендовых испытаниях на трехточечный изгиб. Данные части несущей системы типа «монокок» должны быть сопоставимы по жесткости элементам пространственной стальной несущей системы [1].

В процессе испытаний и расчетов трехслойных панелей различных частей «монокока» были подобраны следующие параметры трехслойных панелей для каждой из частей (таблица 1) [7].

В таблице 1 заглавные буквы обозначают параметры сотового заполнителя: А – соты толщиной 32 мм, Б – соты толщиной 18 мм, В – соты толщиной 22 мм.

Для некоторых нагрузочных режимов задается расположение и закрепление масс основных элементов автомобиля (рис. 5) и задается направление ускорений этих элементов.

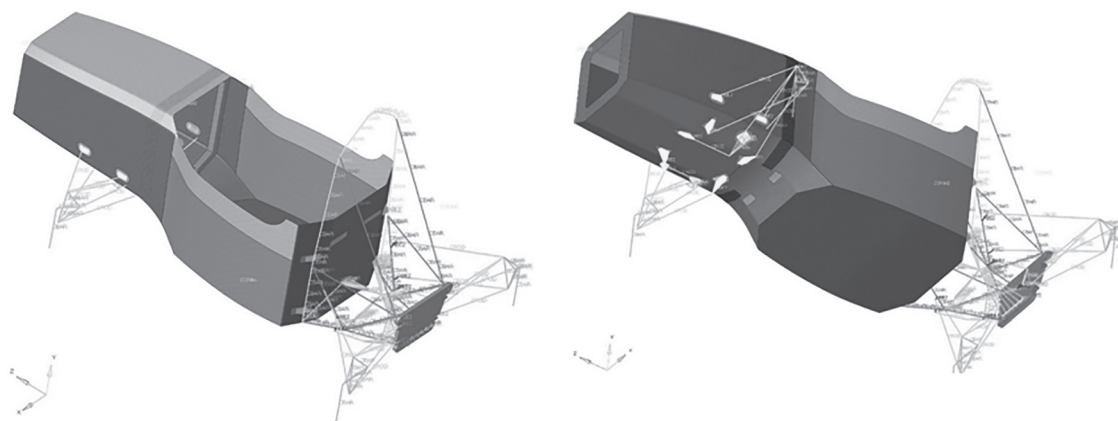


Рис. 3. Общий вид конечно-элементной модели

Таблица 1

Параметры трехслойных панелей

Название панели	Направление армирования и количество слоев
Передняя панель	[7(0°/90°) / А / 7(0°/90°)]
Панель поддержки передней дуги безопасности	[5(0°/90°) / А / 5(0°/90°)]
Панель поддержки передней панели	[5(0°/90°) / А / 5(0°/90°)]
Передний полк	[5(0°/90°) / Б / 5(0°/90°)]
Боковая противоударная панель	[7(0°/90°) / А / 7(0°/90°)]
Нижняя противоударная панель	[6(0°/90°) / Б / 6(0°/90°)]
Верхняя противоударная панель	[6(0°/90°) / В / 6(0°/90°)]
Панель крепления ремня безопасности	[7(0°/90°) / В / 7(0°/90°)]

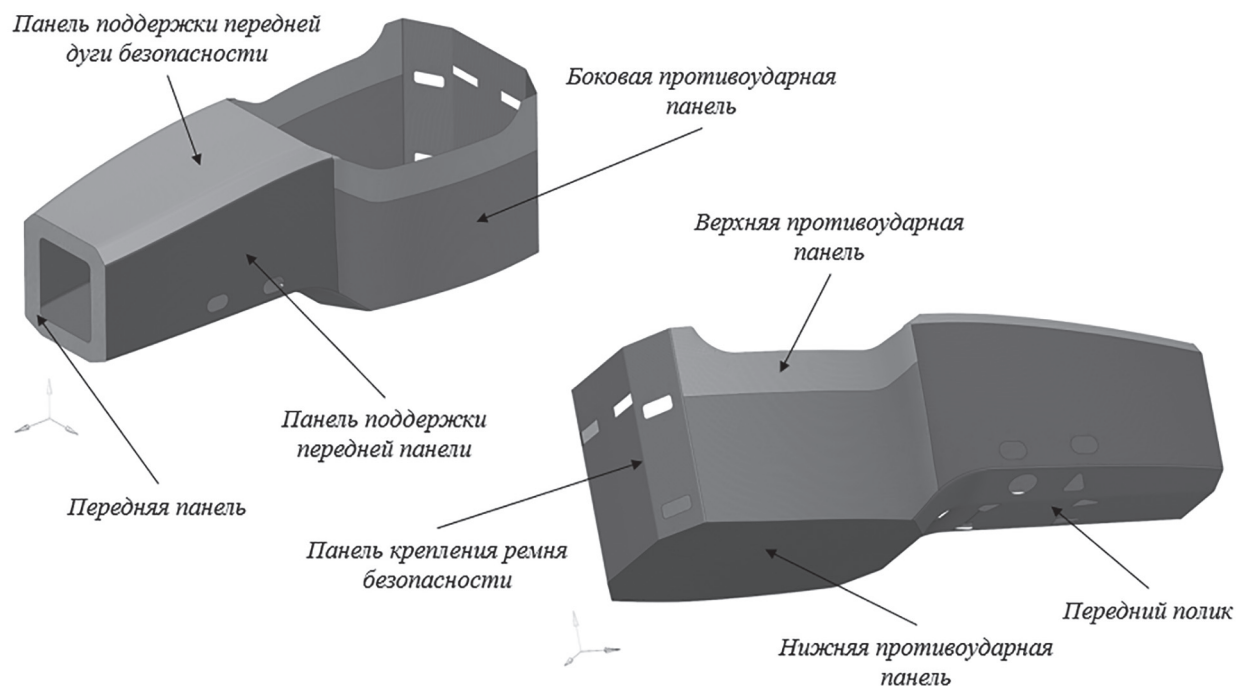


Рис. 4. Составные части «монокока»

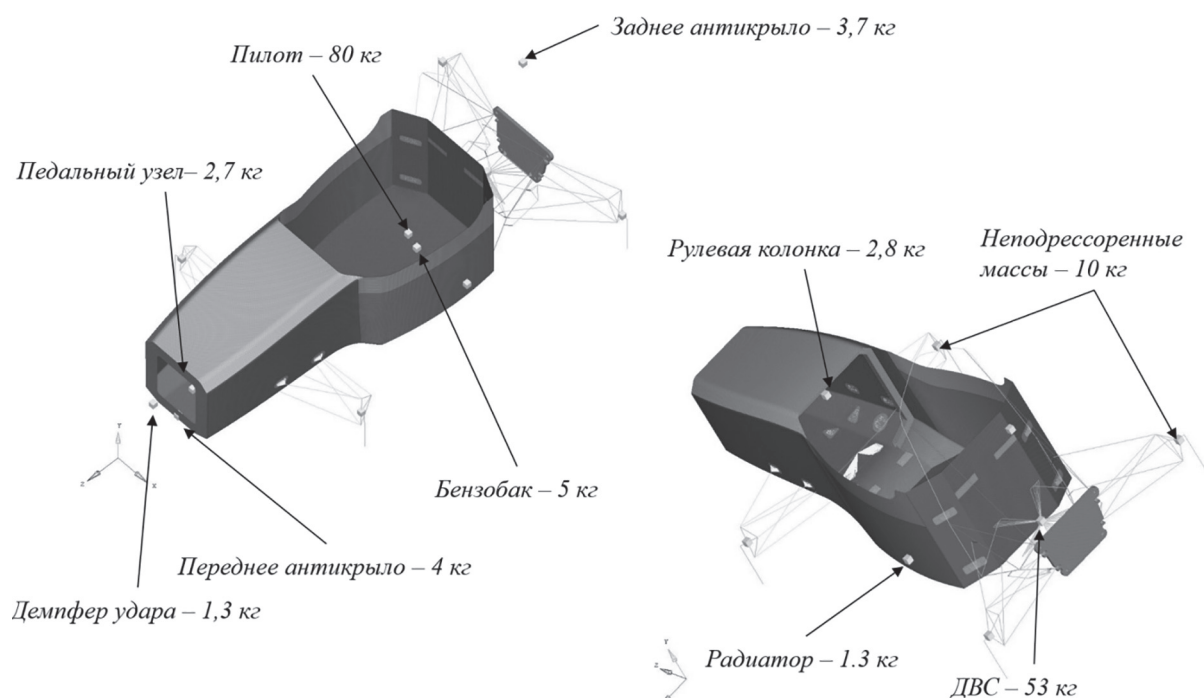


Рис. 5. Массы основных элементов

Положение центров масс элементов определяется по глобальной сборке автомобиля и массовых эквивалентов. Направление ускорения для данного режима определяется из условия максимальной реакции в пятне контакта заднего колеса.

Моделирование упругих свойств углепластика проводится с использованием модели

анизотропного материала. Могут быть заданы слои из однонаправленной ткани или из ткани с переплетением. Плоскости слоев считаются параллельными срединной поверхности плоского конечного элемента.

Напряжения и деформации для каждого отдельного слоя могут быть вычислены из усредненных напряжений и деформаций оболоч-

чечного элемента. Эти результаты затем могут использоваться для расчета критериев разрушения композиционных материалов, а также для выявления разрушений отдельных слоев по матрице или волокну [8].

Для оценки прочности композиционного материала разработано большое количество критериев разрушения, среди них выделяют:

- критерий Цая-Хилла,
- критерий Хоффмана,
- критерий Цая-Ву,
- критерий максимальных деформаций,
- критерии разрушения матрицы.

Обычно критерий разрушения записывается в виде математического выражения, называемого функцией критерия разрушения. Параметрами функции являются действующие напряжения или деформации, а также предельно допустимые механические свойства материалов. Функции строят так, что значения большие 1 свидетельствуют о разрушении материала. Таким образом, значение функции критерия разрушения равно обратному значению коэффициента запаса прочности [9].

В качестве критерия разрушения в данной работе выбран критерий Хоффмана, так как он учитывает неравенство пределов прочности при растяжении и при сжатии, а также несовпадение осей координат, осей симметрии материала и главных осей тензора напряжений. Функция данного критерия разрушения записывается в виде:

$$F = \left(\frac{1}{X_t} + \frac{1}{X_c} \right) \cdot \sigma_1 + \left(\frac{1}{Y_t} + \frac{1}{Y_c} \right) \cdot \sigma_2 + \frac{\sigma_1^2}{X_t \cdot X_c} + \frac{\sigma_2^2}{Y_t \cdot Y_c} - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{X_t \cdot X_c} + \frac{\tau_{12}^2}{S^2},$$

где X_t и Y_t – допустимые напряжения при растяжении, X_c и Y_c – при сжатии [10].

Нагрузочные режимы

Для расчета несущей системы рассматриваются следующие расчетные режимы:

- расчет угловой жесткости несущей системы;
- поворот плюс максимальное ускорение;
- поворот плюс торможение;
- переворот;
- экстренное покидание пилотом кокпита;

Расчет угловой жесткости необходим для оценки крутильной жесткости несущей системы. В качестве нагрузки прикладывается

пара сил к передним точкам контакта с дорогой и закрепление к задним. После чего оценивается жесткость системы вместе с направляющим устройством подвески, при этом амортизатор задается как жесткое тело. Для расчета угловой жесткости несущей системы неважно, какой крутящий момент прикладывать, так как берется относительное значение перемещений и моментов, в данном случае были приложены силы 2500 Н с противоположными знаками к точкам пятна контакта передней подвески. В точках пятна контакта задней оси накладываются заделки, ограничивающие все перемещения и вращения во всех направлениях.

Для расчетных режимов «поворот плюс максимальное ускорение» и «поворот плюс торможение» задается расположение и закрепление масс основных элементов автомобиля и задается направление ускорений этих элементов. В точках пятна контакта передней и задней оси ограничиваются все поступательные движения и задаются направления и значения ускорений, соответствующих нагрузочным режимов [11].

Одним из элементов прохождения технического осмотра автомобиля для допуска к соревнованиям является возможность экстренного покидания пилотом кокпита в случае возникновения пожара или столкновения (расчетный режим «экстренное покидание пилотом кокпита»). В процессе покидания пилотом кокпита могут возникнуть критические значения критерия разрушения композиционного материала в районе кронштейнов и закладных деталей сиденья во время отталкивания пилотов от сиденья ногами, либо на кромке «монокока» во время подтягивания пилота руками держась за кромки. В данном расчетном случае рассматривается два варианта прикладывания силы от пилота: на кромку несущей системы и на закладные сиденья. В точках пятна контакта передней и задней осей накладываются ограничения по перемещению во всех направлениях.

Расчетный режим «переворот» моделирует переворот автомобиля при помощи эквивалентных сил, возникающих в самой высокой точке основной дуги безопасности. Сила прикладывается к верхней точке основной дуги безопасности автомобиля в трех составляющих системы координат: $F_x = -5000$ Н, $F_y = -9000$ Н, $F_z = -6000$ Н. Фиксируются по первым трем степеням свободы две нижние точки дуги безопасности и точки крепления передней подвески [1].

Результаты расчетов

На основе описанных выше наружных режимов был проведен расчет напряженно-деформированного состояния несущей системы типа «монокок», изготовленной с применением композиционного материала.

По расчету для определения крутильной жесткости несущей системы можно оценить максимальные перемещения каждой точки модели. Максимальные перемещения возникают в поворотных кулаках передней подвески. Крутильная жесткость рамы составляет 2300 Н·м/град.

На рис. 6, а и 6, б представлены результаты расчета несущей системы для расчетных случаев «поворот плюс торможение» и «поворот плюс максимальное ускорение» соответственно. Как видно из данных рисунков, максималь-

ные значения критерия разрушения возникают в районе закладных маятника передней подвески и крепления нижних рычагов передней подвески. Для расчетного случая «поворот плюс максимальное ускорение» максимальное значение критерия разрушения составляет 0,07, а для расчетного режима «поворот плюс торможение» – 0,05, что говорит об избыточном запасе прочности. Это обусловлено необходимыми требованиями по жесткости к панелям.

На рис. 6, в и 6, г представлены результаты расчета для нагрузочного режима «экстренное покидание пилотом кокпита». Как видно, максимальное значение критерия разрушения возникает в районе закладной детали маятника передней подвески. Значения критерия разрушения при покидании пилотом кокпита, выпрыгивая из сиденья, равно 0,021, а в случае

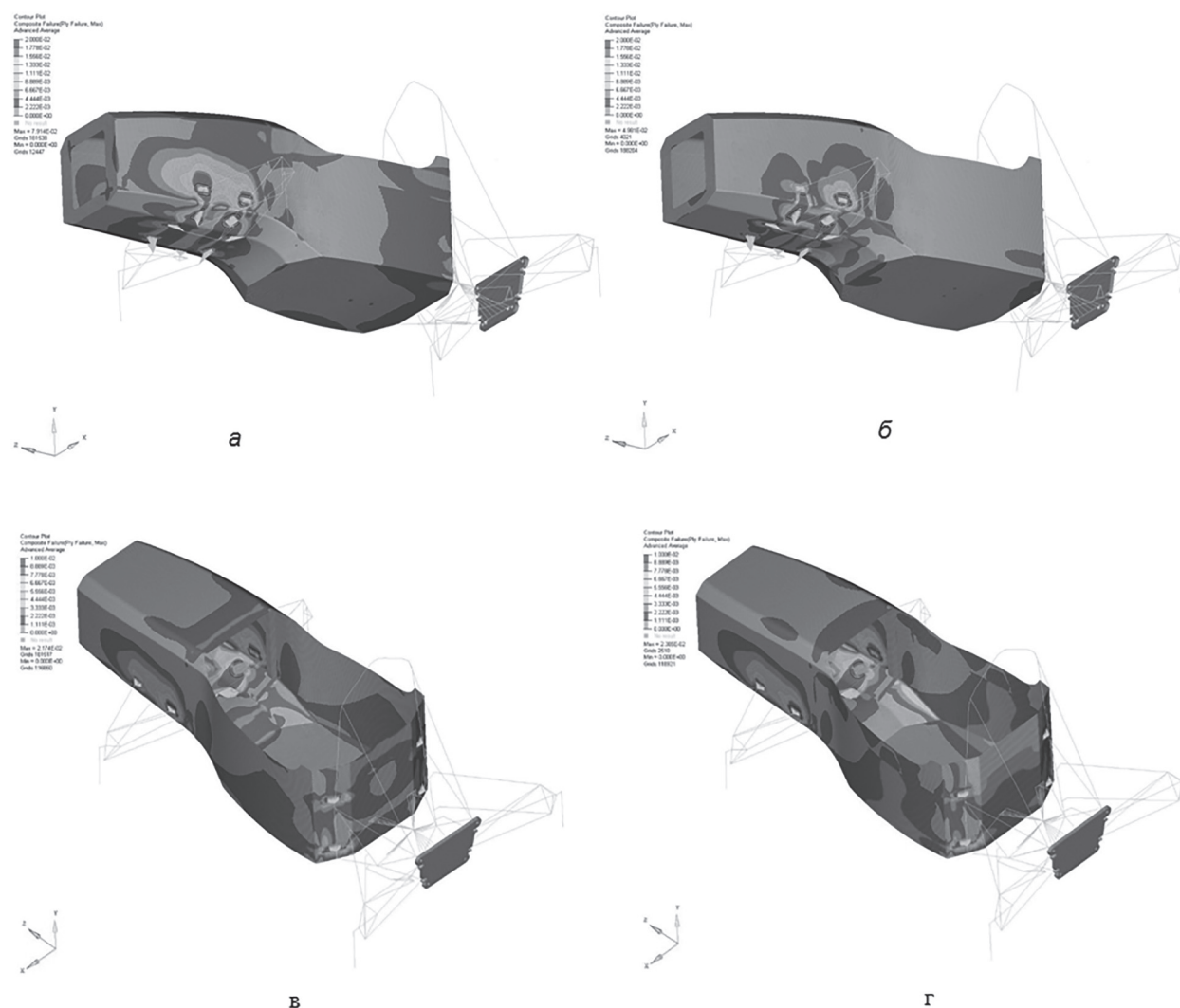


Рис. 6. Карта критерия разрушения композиционного материала (Па/Па) для расчетного режима: а – поворот плюс максимальное ускорение, б – поворот плюс торможение, в – экстренное покидание пилотом кокпита, оперевшись на сиденье, г – экстренное покидание пилотом кокпита, оперевшись на кромку «монокока»

покидания пилотом кокпита оперевшись на кромки «монокока» – 0,023, что говорит о достаточном запасе прочности.

Для расчетного случая «переворот» по регламенту соревнований перемещения основной дуги безопасности не должны превышать 25 мм. Как видно из рис. 7, б, максимальные перемещения составляют 17,5 мм, что соответствует требованиям регламента.

Максимальные значения критерия разрушения композиционного материала возникают в районе крепления задней части пространственной трубчатой рамы к «монококу» и составляют 0,24 (рис. 7, а).

На рис. 7, в представлены значения напряжений, возникающих в передней дуге безопасности и задней силовой пластине. В передней дуге безопасности максимальные напряжения возникают в нижней части и равняются 119 МПа, в силовой пластине максимальные напряжения – в районе крепления верхнего

рычага подвески и равны 89 МПа. Данные значения не превышают напряжения текучести для алюминия, из которого они изготовлены.

Обсуждение результатов расчета

Наиболее опасным режимом нагружения несущей системы является «переворот» со значением критерия разрушения по Хоффману 0,24 или минимальным коэффициентом запаса по разрушению 2,4, возникающим в районе крепления задней части несущей системы, выполненной в виде пространственной трубчатой рамы, прикрепленной к «монококу».

Данный расчетный запас прочности, очевидно, является переразмеренным для класса гоночных автомобилей и можно сделать вывод о возможности дальнейшего снижения массы такой несущей системы за счет уменьшения числа слоев и снижения запаса прочности рассматриваемого «монокока». Однако допустимый минимальный запас прочности необ-

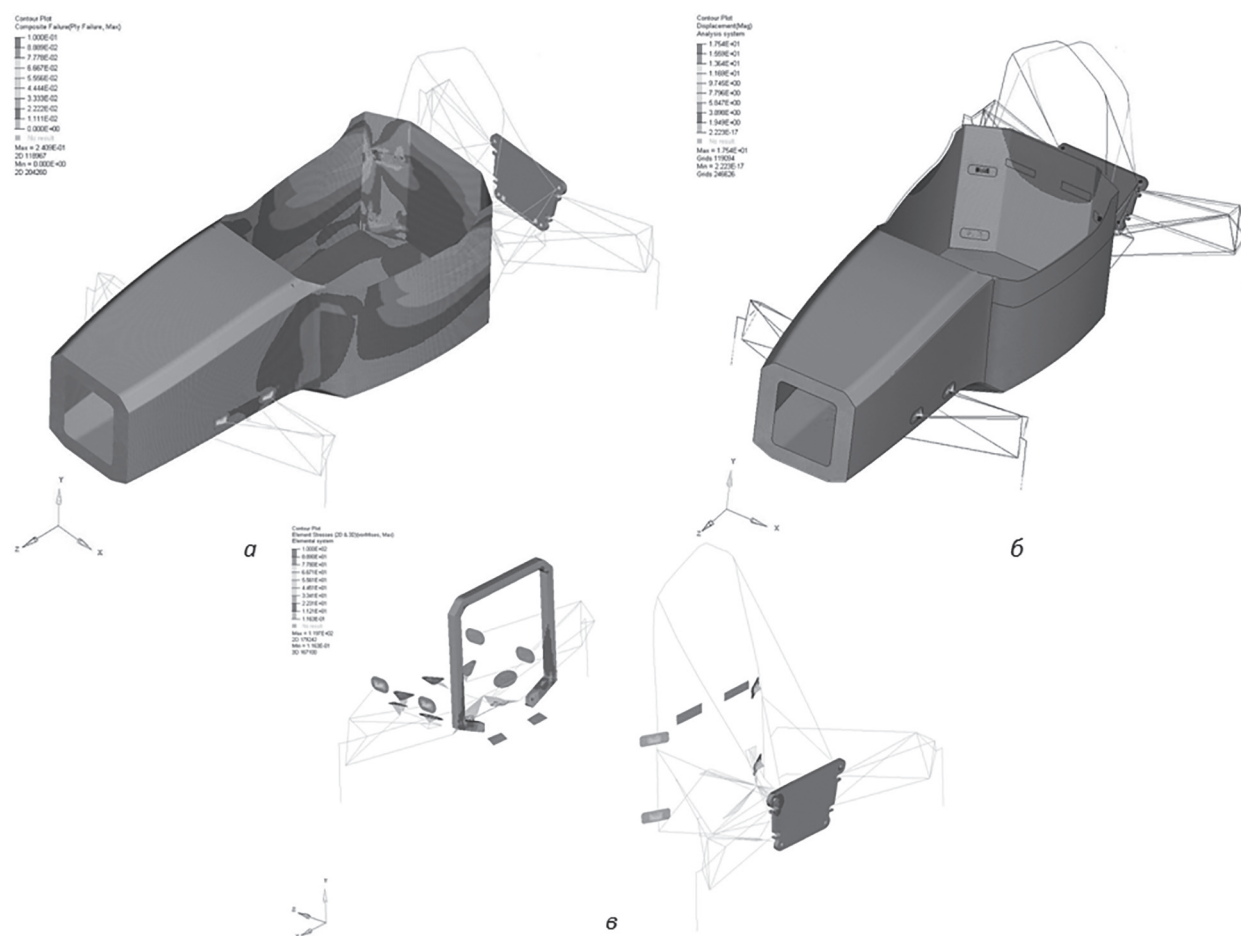


Рис. 7. Результаты расчета для расчетного случая «переворот»:

а – карта критерия разрушения композиционного материала по критерию Хоффмана (Па/Па),
б – перемещение при перевороте в масштабе 1 к 5 (мм), в – эквивалентные напряжения
по критерию Мизеса (МПа)

ходимо принимать не только исходя из максимальной нагрузки, но и в соответствии с обеспечением минимально необходимого ресурса несущей системы (который может определяться несколькими гонками, исходя из экономических соображений). Методика экспериментального определения ресурса несущей системы приведена в [12] и может быть включена в будущем в расчетные исследования на этапе проектирования несущей системы типа «монокок», изготовленной с применением композиционных материалов, а также в экспериментальные работы по проверке принятых конструктивных решений.

Выводы

Снижение массы несущей системы возможно за счет применения композиционных материалов. Наиболее распространенные конструкции представляют собой двух составную конструкцию, состоящую из «монокока» в передней части несущей системы и пространственной трубчатой рамы сзади.

Цельные, несущие системы, изготовленные с применением композиционных материалов, обладают наименьшей массой, но при этом являются наиболее дорогими за счет высокой цены используемых в производстве материалов, а также оснастки, состоящей из большого числа деталей, получаемых фрезерованием на станках с ЧПУ. Поэтому выбор в данной статье был сделан в сторону компромиссной разборной двухсоставной конструкции несущей системы (рис. 1, 2). Такое конструкторское решение позволяет уменьшить массу несущей системы на 38 % (до 13,2 кг) по сравнению с гибридной пространственной трубчатой рамой и увеличить угловую жесткость на 22 %.

Литература

- Forero C., McDonald M.C., Joyce P.J. and Hamilton L.J. "Production of a Composite Monocoque Frame for Motorsports Application (Design and Testing)", presentation at SAMPE 2012, Baltimore, MD, 2012.
- Formula SAE Rules 2019 – V1.0 25 July 2018, © 2018 SAE International
- Oshinibosi A. Chassis and Impact Attenuator Design For Formula Student Race Car. (August 30, 2012).
- Афанасьев Б.А., Даштиев И.З. проектирование элементов автомобиля из полимерных композиционных материалов: Учеб.пособие. Под ред. Б.А. Афанасьева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 92 с.
- Davies H.C., Bryant M., Hope M., Meiller C., "Design, development, and manufacture of an aluminium honeycomb sandwich panel monocoque chassis for Formula Student competition", Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Eng., vol. 226, no. 3, pp. 325–337, March 2012.
- Altenbach H. Theories for laminated and sandwich plates, a review. Mech Compos Mater. vol. 34, no. 3, pp. 243–152, 1998.
- Brinkworth E., Jaggard D., Royds-Jones M. et al., "Application of FEA Techniques to a Hybrid Racing Car Chassis Design", SAE Technical Paper 2000-01-3538, 2000.
- Композиционные материалы: справочник / В.В. Васильев [и др.]; Под ред. В.В. Васильева, Ю.М. Тарнопольского. М.: Машиностроение, 1990. 512 с.
- Kaw A.K. Mechanics of composite materials. Boca Raton (Florida): Taylor & Francis Group, 2006. 457 p.
- Pedro P. Camanho Failure criteria for fibre-reinforced polymer composites. URL: <http://paginas.fe.up.pt/~stpinho/teaching/feup/y0506/fcriterias.pdf> (дата обращения 22.08.17).
- Афанасьев Б.А. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: в 3 т. Учеб. Для вузов / Под общ. редакцией д-ра техн. наук, проф. А.А. Полуняна, издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
- Соломатин Н.С. Испытания узлов, агрегатов и систем автомобиля // Тольятти. Издательство ТГУ. 2013. 142 с. ISBN 978-5-8259-0732-1.

References

- Forero C., McDonald M.C., Joyce P.J. and Hamilton L.J. Production of a Composite Mono-coque Frame for Motorsports Application (Design and Testing), presentation at SAMPE 2012, Baltimore, MD, 2012.
- Formula SAE Rules 2019 - V1.0 25 July 2018, © 2018 SAE International
- Oshinibosi A.(August 30,2012).Chassis and Impact Attenuator Design For Formula Student Race Car.
- Afanas'ev B.A., Dashtiev I.Z. *Proektirovanie elementov avtomobilya iz polimernykh kompozitsionnykh materialov* [Design of vehicle elements from polymer composite materials]. Ucheb. posobie. Pod red. B.A. Afanas'eva. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2006. 92 p.
- Davies H.C., Bryant M., Hope M., Meiller C. Design, development, and manufacture of an aluminium honeycomb sandwich panel monocoque

- chassis for Formula Student competition. Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Eng., vol. 226, no. 3, pp. 325–337, March 2012.
6. Altenbach H. Theories for laminated and sandwich plates, a review. *Mech Compos Mater.* vol. 34, no. 3, pp. 243–152, 1998.
 7. Brinkworth E., Jaggard D., Royds-Jones M. et al., “Application of FEA Techniques to a Hybrid Racing Car Chassis Design,” SAE Technical Paper 2000-01-3538, 2000.
 8. *Kompozicionnyye materialy: spravochnik* [Composite materials: reference]. V.V. Vasil’ev [i dr.]; Pod red. V.V. Vasil’eva, YU.M. Tarnopol’skogo. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1990. 512 p.
 9. Kaw A.K. *Mechanics of composite materials*. Boca Raton (Florida): Taylor & Francis Group, 2006. 457 p.
 10. Pedro P. Camanho Failure criteria for fibre-reinforced polymer composites. URL: <http://paginas.fe.up.pt/~stpinho/teaching/feup/y0506/fcriteria.pdf> (data obrashcheniya 22.08.17)
 11. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of all-wheel drive vehicles]: v 3 t. Ucheb. Dlya vuzov. B.A. Afanas’ev [i dr.]; Pod obshch. redakciej d-ra tekhn. nauk, prof. A.A. Polungyana. Izdatel’sтво MGTU im. Bauman Publ., 2008.
 12. Solomatin N.S. *Ispytaniya uzlov, agregatov i sistem avtomobilya* [Testing of vehicle components, assemblies and systems]. Tol’yatti. Izdatel’sтво TGU Publ. 2013. 142 p. ISBN 978-5-8259-0732-1.

COMPUTATIONAL STUDY OF THE STRENGTH OF THE MONOCOQUE-TYPE UNDERCARRIAGE USING COMPOSITE MATERIALS

A.A. Bol’shih

Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia
bolshikh@baumanracing.ru

The aim of the work is to reduce weight and increase torsional stiffness of the undercarriage of a racing vehicle while maintaining the necessary strength through the use of composite materials in its design. Nowadays, composite materials are widely used as structural materials in components and assemblies of automobiles. In particular, the use of modern composite materials in the elements of the carrier system or transmission of the vehicle can improve the characteristics of a wheeled vehicle: to reduce the total and unsprung mass. Among modern composite materials, one can distinguish polymer composite materials having carbon fibers having a low density as a reinforcing element, and in the best way combining a high level of specific strength with manufacturability of producing parts. The object of research is the undercarriage of a racing vehicle of the “Formula Student” class. The subject of the study is the use of composite materials in the structures of similar types of undercarriage, as well as the estimated strength of undercarriage during the process of manufacturing it from composite materials. The competition rules allow a big freedom in the choice of design of undercarriage. The calculated strength assessment was carried out by the finite element method; for this, an original finite-element model of the undercarriage was developed taking into account the anisotropic properties of reinforced materials and three-layer panels. A numerical study of the strength of the chosen design showed that the “monocoque” type undercarriage made with the use of composite material has an excess safety factor at design loads. As a result of the work, a monocoque-type undercarriage was proposed. It uses carbon fiber in the front and a tubular spatial frame in the back, which has 38 % less mass and 22 % greater torsional stiffness compared to its analogues.

Keywords: undercarriage, monocoque, Formula Student, carbon fiber, finite element method, racing vehicle.

СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РЕГУЛЯТОРА ТОКА СИСТЕМЫ ПОДЧИНЕННОЙ КОРРЕКЦИИ РАДИАЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ РОТОРА

Дымов И.С., к.т.н. Котин Д.А., к.т.н. Панкрац Ю.В.
Новосибирский государственный технический университет
dymov.2010@corp.nstu.ru

Статья посвящена расчету эквивалентной передаточной функции сигнально-адаптивного регулятора тока возбуждения электромагнита, который является внутренним контуром в системе подчиненного регулирования автоматической коррекции радиального положения ротора микроэлектропривода, применяемого в ультрапрецизионных технологических устройствах. Предлагается новый подход к решению проблемы стабилизации вращающейся части электрической машины, основанный на активной текущей стабилизации его пространственного положения. Целью проводимого исследования является синтез регулятора тока возбуждения электромагнита текущей стабилизации пространственного положения вращающейся части электродвигателя, входящей в состав высокоточного оборудования. Расчет алгоритма автоматического управления производится методом сигнально-адаптивной обратной модели. Приводится описание способа конструктивной реализации подхода при использовании активного магнитного подшипника, в котором вращение вала происходит без физического контакта поверхностей друг с другом. Даны рекомендации по выбору датчиков пространственного положения. Представлена методика структурного синтеза закона управления. Получены передаточные функции объекта управления, закона управления с коэффициентом формы стандартной линейной настройки по Баттерворту, дифференциального фильтра для снижения уровня помех в канале формирования управляющего воздействия и наблюдателя возмущений. При помощи основных правил структурных преобразований была эквивалентирована передаточная функция сигнально-адаптивного регулятора тока возбуждения. По результатам моделирования сделаны соответствующие выводы об удовлетворительном качестве переходных процессов по времени регулирования, которое достаточно мало для того, чтобы не сказываться на ходе технологического процесса, о возможности применения полученной передаточной функции и соответствующего математического описания для синтеза адаптивного алгоритма радиальной стабилизации высокоскоростных роторов.

Ключевые слова: активная стабилизация, сигнально-адаптивный регулятор тока, активные магнитные подшипники, наблюдатель возмущений.

Введение

Тенденции современных разработок в области совершенствования способов стабилизации осевых и радиальных отклонений при эксплуатации высокоточного оборудования направлены на исследования принципиально новых видов опор, в которых для создания соответствующих реакций используются магнитные и электрические поля. Из-за того, что основным источником механических колебаний в электроустановках, влекущих за собой недопустимую работу по снижению их точности, является вращающийся ротор применяемой электрической машины постоянного или переменного тока, использование подобного рода подшипников для прецизионных систем позволяет улучшить эксплуатационные возможности

и сократить количество брака. На сегодняшний день наибольший практический интерес представляют активные магнитные подшипники (АМП), в которых положение ротора относительно статора регулируется с помощью системы обратной связи, что обеспечивает устойчивость радиального положения оси вращения [1, 2].

Основные преимущества АМП заключаются в отсутствии механического контакта между вращающимися и неподвижными элементами электродвигателя в штатном режиме работы, а также в возможности управления жесткостью и демпфированием системы АМП непосредственно во время технологического процесса. Бесконтактное взаимодействие исключает механический износ элементов электрической

машины, снижает моменты трогания и сопротивления вращению, исключает необходимость в смазке, а также обеспечивает увеличение срока службы. Варьирование упруго-демпферными характеристиками магнитной системы позволяет значительно снизить вибрацию и связанные с ней возмущающие воздействия и моменты сил, обусловленные остаточной динамической неуравновешенностью ротора.

Несмотря на очевидные преимущества АМП, они не находят широкого применения по ряду причин [3]. Во-первых, сложность проектирования и технической реализации АМП в самой конструкции электродвигателей. Во-вторых, необходимость учета возможности их отказа. Исходя из этого любые прецизионные устройства с магнитными опорами содержат узел страховочных подшипников. Этот узел представляет собой вспомогательные подшипники, предназначенные для ограничения радиальных перемещений ротора и предотвращения его контакта с поверхностью статора при отключении АМП путем выбега вращающегося ротора до полной остановки или возобновлении работы АМП.

Улучшение эксплуатационных характеристик современного прецизионного оборудования в части уменьшения возникающих радиальных отклонений путем применения новых способов синтеза систем управления становится первоочередным требованием к развитию лазерных установок, высокоточных токарных, фрезеровальных, шлифовальных станков, систем ориентации и стабилизации космических аппаратов. Поэтому основной задачей будет являться разработка и исследова-

ние адаптивного регулятора системы активной стабилизации пространственного положения вращающейся части электродвигателя в структуре подчиненного регулирования.

Способ активной стабилизации радиальных отклонений

Применяемый способ активного исключения радиальных смещений ротора заключается в бесконтактной стабилизации положения вращающейся части без модернизации самого электродвигателя. По своей конструкции ротор электродвигателя опирается на стандартный шарикоподшипниковый узел. В процессе подготовки ротора электродвигателя для реализации способа активной стабилизации необходима установка магнитного кольца требуемой толщины на поверхность. В качестве объекта управления используются две парные группы электромагнитов, установленных во взаимно перпендикулярных плоскостях. Каждая пара электромагнитов, установленных в своей плоскости, обеспечивает реверсивный характер перемещений в условиях компенсации радиальных отклонений оси вращения по своей координате, оперируя сигналами с датчиков отклонения положения ротора [4]. Таким образом, процесс балансировки вращающегося ротора производится непрерывно на основе формируемого электромагнитного воздействия.

Функциональная схема конструкции и системы управления процессом активной стабилизации представлена на рис. 1.

Для описания разработанной функциональной схемы приведены следующие обозначения:

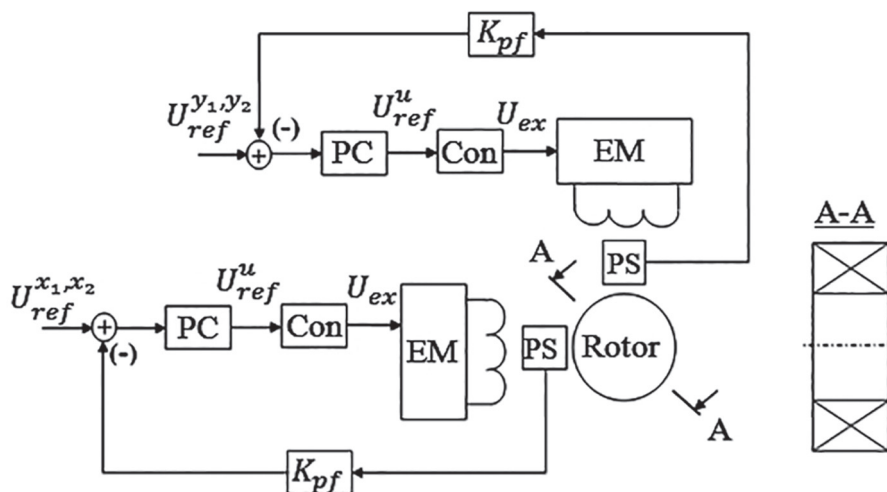


Рис. 1. Функциональная схема, иллюстрирующая способ активной стабилизации ротора

$U_{ref}^{x_1, x_2, y_1, y_2}$ – сигналы задания на требуемое радиальное отклонение в плоскости X и Y соответственно, В;

РС – регуляторы пространственного положения;

Соп – управляемый преобразователь (УП);

U_{ref}^u – сигнал задания на напряжение УП, В;

U_{ex} – выходное напряжение УП (напряжение возбуждения электромагнита), В;

ЕМ – электромагнит (ОУ);

PS – датчики пространственного положения ротора, фиксирующие его радиальное отклонение в плоскости X и Y ;

K_{pf} – коэффициенты обратных связей по радиальному отклонению в плоскости X и Y .

В качестве датчиков пространственного положения ротора, фиксирующих его радиальное отклонение в плоскости X и Y предполагается использовать фотоэлектрические преобразователи комбинированного типа, у которых информационная часть способна обеспечить высокую точность измерений осевых смещений за счет самокоррекции угловой погрешности измерительного раstra [5].

Метод сигнально-адаптивной обратной модели

Метод сигнально-адаптивной обратной модели (САОМ) является способом синтеза робастных одно- и многоканальных систем управления с многотемповыми процессами, который порождает алгоритмы прямого адаптивного управления (без промежуточной идентификации изменяющихся параметров) с сигнальной (непараметрической) самонастройкой. Синтезированные методом САОМ системы обладают свойством малой чувствительности к внешним и параметрическим возмущениям, а также к вариациям характеристик ОУ [6]. Пояснения основных положений метода наиболее полно описаны в [7].

Если записать математическую модель ОУ в общем виде:

$$\dot{x}^{(n)} = a(t, \mathbf{x}) + b(t, \mathbf{x})u, \quad (1)$$

где $a()$ – неизменяемая часть математической модели ОУ; $b()$ – изменяемая часть математической модели ОУ; x – выходная (управляемая) переменная; t – параметр времени; $\dot{x}^{(n)} = \frac{d^n x}{dt^n}$ – старшая производная управляемой координаты, явно зависящая от управляющего воздей-

ствия u ; $\mathbf{x} = [x, x^{(1)}, x^{(2)}, \dots, x^{(n-1)}]^T$ – вектор канонических переменных для методов управления движениями на инвариантных многообразиях координат состояния.

Тогда необходимым и достаточным условием реализуемости цели управления, заключающейся в слежении выхода за n раз дифференцируемой эталонной функцией времени, которое всегда выполняется для объектов типа (1) при отсутствии ограничений на управление и координаты состояния, является их обратимость относительно управляющего воздействия.

Метод подчиненного регулирования

Синтез автоматической системы управления стабилизацией радиального положения по методу подчиненного регулирования представляет собой совокупность нескольких правил [7]:

1. Построение структурной схемы системы начинается с самого внутреннего контура, включающего в себя некомпенсируемую часть объекта и следующее за ним звено компенсируемой части.

2. Для выходной переменной первого компенсируемого звена строится замкнутый контур регулирования с последовательным корректирующим звеном – регулятором.

3. По порядку замыкаются контуры регулирования выходных переменных всех последующих звеньев – каждый со своим регулятором. Обратные связи не перекрещиваются между собой.

4. Определение типа и расчет регулятора также осуществляются последовательно, начиная с самого внутреннего с рассматриваемыми стандартными настройками.

5. При синтезе регулятора каждого внешнего контура внутренний контур аппроксимируется аperiodическим звеном, с соответствующей постоянной времени, которая на данном этапе, считается некомпенсируемой.

Нахождение регуляторов и расчет их параметров сводится к приведению передаточной функции каждого контура в соответствие с поставленными требованиями, например, уравнением желаемых движений, и проводится последовательно, начиная с внутреннего контура.

Результаты синтеза

Проведем математическое моделирование системы центрирования радиальных отклоне-

ний ротора электрической машины в составе микроэлектропривода. Общая структурная схема адаптивного регулятора тока электромагнита для способа активной стабилизации радиальных отклонений ротора представлена на рис. 2.

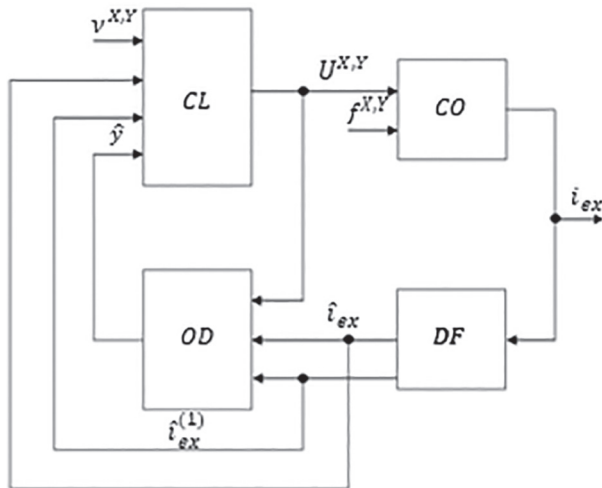


Рис. 2. Общая структурная схема метода САОМ

Для описания структурной схемы приведены следующие обозначения:

$v^{x,y}$ – сигналы задания на радиальные отклонения в плоскостях X и Y соответственно, В;

CL – подсистема закона управления;

CO – подсистема ОУ;

DF – подсистема ДФ;

OD – подсистема наблюдателя возмущений;

$U^{x,y}$ – напряжение, формируемое на ОУ, В;

$f^{x,y}$ – возмущающее воздействие, действующее на ОУ;

$\hat{y}$ – оценка возмущений, включающая в себя как параметрические, так и сигнальные возмущения, В;

X, Y – выходные координаты по плоскостям X и Y ;

$\hat{i}_{ex}, \hat{i}_{ex}^{(1)}$ – оценки тока возбуждения ОУ и его первая производная.

При дальнейших рассуждениях о системе активной стабилизации описание будет производиться только в одной плоскости для одного электромагнита (для всех остальных электромагнитов рассуждения одинаковы).

Математическая модель электромагнитных процессов в катушке управления электромагнита представляет собой следующее дифференциальное уравнение:

$$U = i_{ex} \cdot R + L \cdot \frac{di_{ex}}{dt}. \quad (2)$$

Структурная схема подсистемы ОУ представлена на рис. 3.

Для описания структурной схемы ОУ приведены следующие обозначения:

i_{ex} – ток возбуждения электромагнита, А;

R – активное сопротивление электромагнита, Ом;

L – индуктивность электромагнита, Гн;

U – напряжение, подаваемое на электромагнит, В.

С другой стороны, для синтеза адаптивного регулятора, математическое представление электромагнита в операторной форме записи выглядит следующим образом:

$$i_{ex}(p) = (U(p) - R \cdot i_{ex}(p)) \cdot \frac{1}{L} \cdot \frac{1}{p}. \quad (3)$$

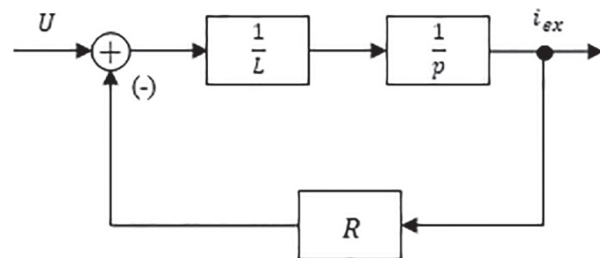


Рис. 3. Структурная схема подсистемы ОУ

Составляющие уравнения (3) можно разбить на две части: известную (неизменяемую) и неизвестную (изменяемую) в соответствии с (1):

$$\begin{cases} a(t, x) = -\frac{i_{ex} \cdot R}{L}, \\ b(t, x) = \frac{1}{L}. \end{cases} \quad (4)$$

Для упрощения процедуры синтеза закона управления приведем первое уравнение системы (4) к следующему виду:

$$a_0(t, x) = a_{01} \cdot \dot{i}_{ex} - a_{00} \cdot i_{ex}, \quad (5)$$

где a_{01}, a_{00} – коэффициенты, стоящие перед $\dot{i}_{ex}$ и i_{ex} соответственно.

Согласно выражению (3) и условию, при котором необходимо обеспечить движения объекта в соответствии с эталонными процессами, уравнение желаемых движений выглядит следующим образом:

$$\dot{i}_{ex} = \Omega_d \cdot U - i_{ex} \cdot A_1, \quad (6)$$

где $A_1 = 1,41$ – коэффициент формы стандартной линейной настройки по Баттерворту, опреде-

ляющий колебательность переходного процесса по радиальному отклонению; $\Omega_d = \frac{1}{T_d}$ – среднегеометрический корень, определяющий быстродействие процесса регулирования;

$T_d = \frac{L}{R}$ – желаемая постоянная времени, с.

В итоге закон управления для системы активной стабилизации радиального положения вала микроэлектропривода будет определяться следующим уравнением:

$$U = \frac{1}{b_0} \cdot ((-\Omega_d - a_0) \cdot i_{ex} + \Omega_d \cdot v - \hat{y}), \quad (7)$$

где $\hat{y}$ – оценка возмущений, формируемая наблюдателем.

Структурная схема подсистемы закона управления представлена на рис. 4.

Для снижения уровня помех в канале формирования управляющего воздействия в структуре системы управления необходима установка ДФ, который должен быть фильтром низких частот и иметь порядок инерционности минимум на единицу выше, чем порядок самой высшей оцениваемой с его помощью производной. Тогда математическое описание ДФ представляет собой:

$$T_F \cdot A_1 \cdot \frac{d\hat{i}_{ex}}{dt} + \hat{i}_{ex} = i_{ex}, \quad (8)$$

где $T_F \leq \frac{\mu}{K_{dm}}$ – постоянная времени фильтра, с; $K_{dm} = 6...10$ – коэффициент разделения движений; $\mu > 0$ – малый параметр, определяющий скорость процесса сигнальной адаптации алгоритма управления.

Структурная схема подсистемы ДФ представлена на рис. 5.

Структурная схема подсистемы наблюдателя возмущений представлена на рис. 6.

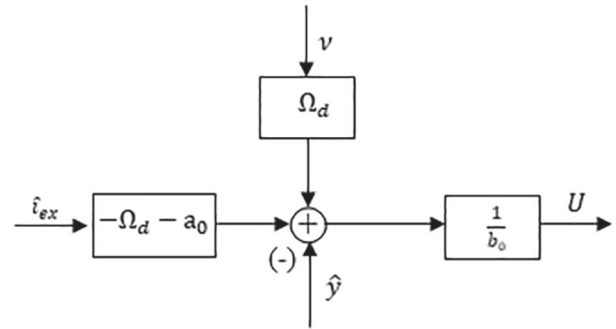


Рис. 4. Структурная схема подсистемы закона управления

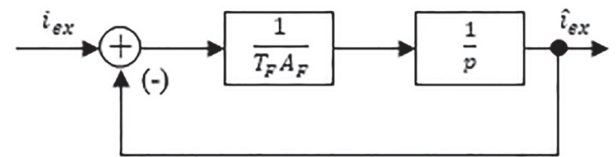


Рис. 5. Структурная схема подсистемы ДФ

Для нахождения регулятора радиального отклонения системы активной стабилизации необходимо свести полученный адаптивный регулятор к эквивалентной передаточной функции. Для этого сформируем общую структурную схему метода, представленную на рис. 7.

Для описания структурной схемы ОУ приведены следующие обозначения:

$$W_1(p) = \frac{1}{Lp} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{Lp}\right)R} \text{ – передаточная функция ОУ;}$$

$$W_2(p) = \frac{1}{(T_F A_F)p} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{(T_F A_F)p}} \text{ – передаточная функция ДФ.}$$

Так как представленная структурная схемы на рис. 7 является многоконтурной,

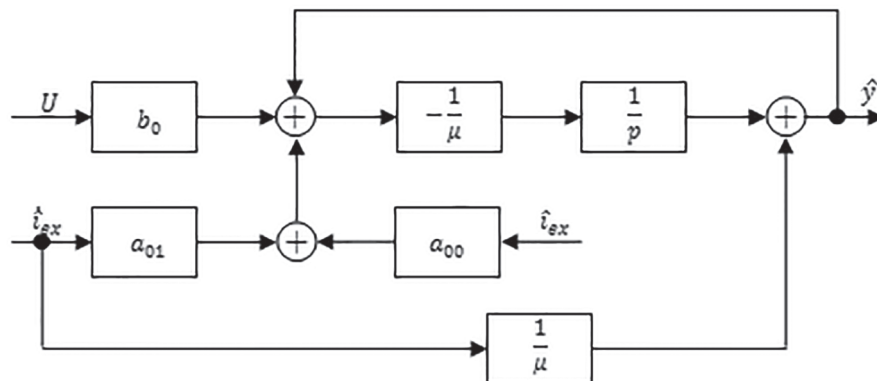


Рис. 6. Структурная схема подсистемы наблюдателя возмущений

то в первую очередь нужно, используя правила переноса узлов или сумматоров, освободится от перекрестных связей, а затем с помощью основных правил структурных преобразований привести схему к одноконтурной и записать ее передаточную функцию. Исходя из вышесказанного перенесем узел 1 с входа звена с передаточной функцией на его выход (рис. 8).

Перенесем узел 2 с входа звена с передаточной функцией на его выход (рис. 9).

По правилам преобразования структурных схем сведем структуру к виду, как показано на рис. 10.

Исходя из рис. 10 передаточная функция регулятора тока возбуждения электромагнита будет равна:

$$W_3(p) = \frac{\mu \Omega_d / W_2(p)}{1 + \mu \left(\left(1 - \frac{1}{\mu p + 1} \right) \left(\frac{1}{W_4(p)} + a_0 \right) + \Omega_d \right)}, \quad (9)$$

$$\text{где } W_4(p) = \frac{W_1(p) \cdot W_2(p)}{b_0}.$$

Результатом цифрового моделирования является переходный процесс при подаче единичного управляющего сигнала на рис. 11, причем параметры эквивалентного регулятора идентичны реальному сигнально-адаптивному регулятору и в процессе имитационного моделирования не подвергались изменениям.

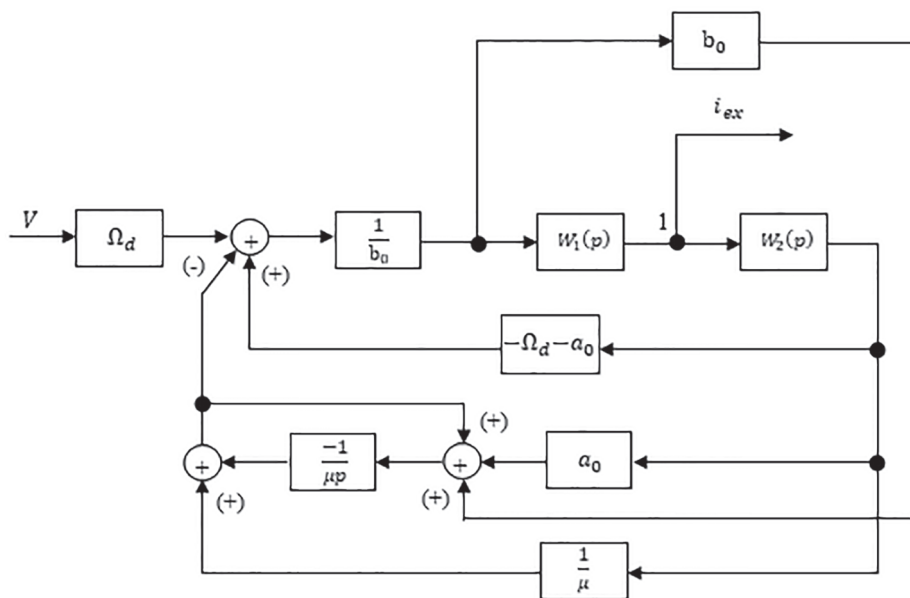


Рис. 7. Приведенная структурная схема сигнально-адаптивного регулятора тока возбуждения

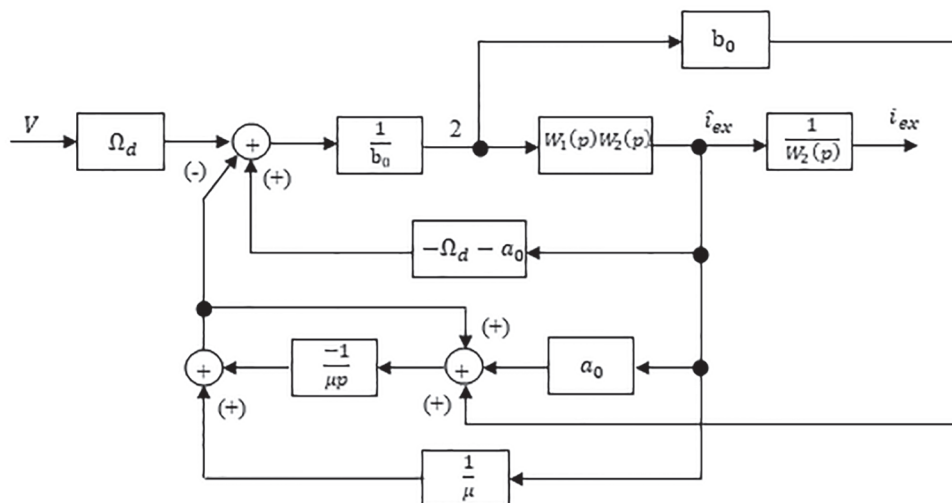


Рис. 8. Преобразованная приведенная структурная схема

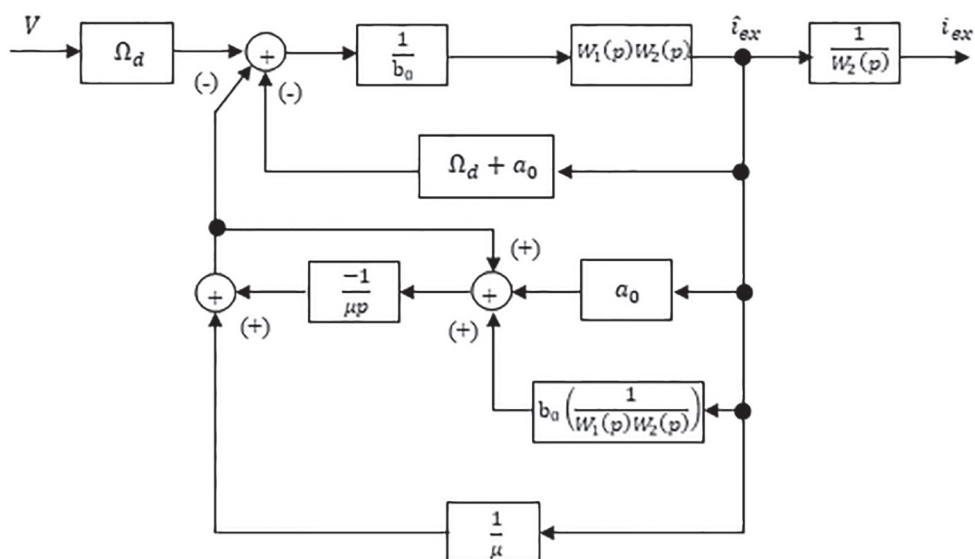


Рис. 9. Преобразованная структурная схема

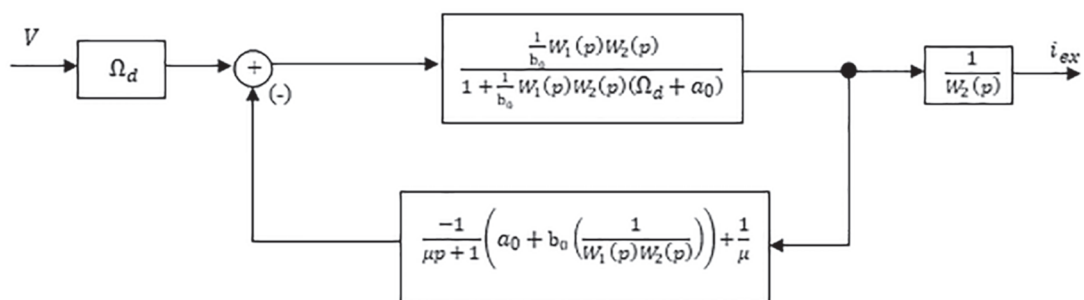


Рис. 10. Эквивалентная структурная схема сигнально-адаптивного регулятора тока возбуждения

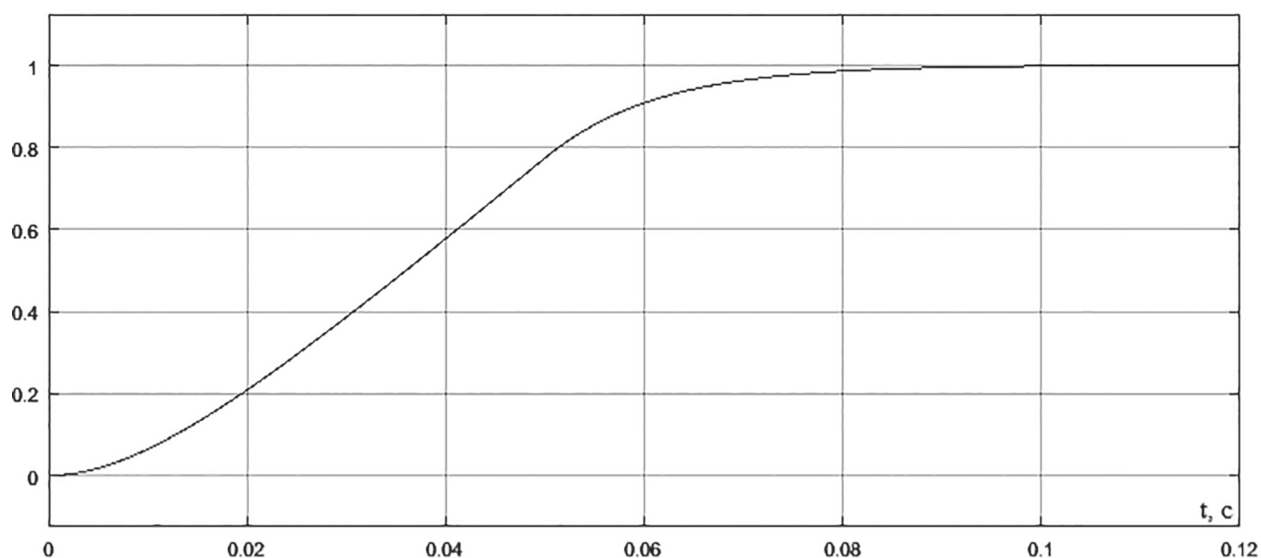


Рис. 11. Переходный процесс эквивалентного сигнально-адаптивного регулятора тока возбуждения

Выводы

Анализируя результаты цифрового моделирования эквивалентного сигнально-адаптивного регулятора тока возбуждения метода активной стабилизации радиальных отклонений ротора электропривода, можно сделать следующие заключения:

1. Характер переходного процесса представляет собой аperiodическую динамическую характеристику, что удовлетворяет представленному уравнению желаемых движений.

2. Время регулирования $t = 0,71$ с и отсутствие перерегулирования дают возможность использовать полученную передаточную функцию в качестве внутреннего контура регулирования, следуя правилам систем подчиненного регулирования координат.

Исходя из полученных переходных процессов можно сделать заключение, что полученную эквивалентную передаточную функцию сигнально-адаптивного регулятора тока возбуждения электромагнита системы активной стабилизации радиального положения ротора можно применять для синтеза последующих контуров, т.к. контур может аппроксимироваться аperiodическим звеном с соответствующей постоянной времени. Тем самым, при применении правила расчета регуляторов для систем подчиненного регулирования координат с использованием метода САОМ, может быть рассчитан сигнально-адаптивный регулятор отклонений системы активной стабилизации, обладающий всеми достоинствами рассмотренных способов.

Литература

1. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003.
2. Шмагин А.А. Моделирование динамики ротора электрошпинделя на магнитных подшипниках // Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. № 01 С. 201–220.
3. Поляков М.В. Определение зоны допустимых перемещений ротора электродвигателя-маховика с активным магнитным подвесом // Вестник СибГАУ. 2016. Том 17, № 4. С. 1005–1014.
4. Dymov I., Kotin D. Method for implementation of active stabilization the spatial position of mechatronic device rotor [Электронный ресурс] // 9th International Conference on Power Drives Systems, ICPDS 2016. Conference Proceedings. Режим доступа: <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=7756721> – Загл. с экрана.
5. Кирьянов А.В., Жмудь В.А., Томилов И.Н., Котин Д.А., Терешкин Д.О., Останин А.В. По-

вышение точностных параметров лазерных генераторов изображений с круговым сканированием для формирования прецизионных углоизмерительных структур // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. 2013. № 3(52). С. 46–50.

6. Панкратов В.В. Метод синтеза робастных алгоритмов управления на основе адаптивных обратных моделей // Автоматизированные электромеханические системы: Сб. науч. трудов. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2008. С. 14–27.
7. Панкратов В.В., Зима Е.А., Нос О.В. Специальные разделы современной теории автоматического управления: Учеб. пособие. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2007.

References

1. ZHuravlev YU.N. *Aktivnye magnitnye podshipniki: Teoriya, raschet, primeneniye* [Active magnetic bearings: Theory, calculation, application]. SPb.: Politehnika Publ., 2003.
2. SHmagin A. A. Modeling the dynamics of the rotor of the electrospindle on magnetic bearings. *Nauka i Obrazovanie*. MGTU im. N.E. Baumana Publ.. 2015. No 01, pp. 201–220 (in Russ.).
3. Polyakov M.V. Determination of the zone of permissible movements of the rotor of the flywheel electric motor with active magnetic suspension. *Vestnik SibGAU*. 2016. Vol. 17. No 4, pp. 1005–1014 (in Russ.).
4. Dymov I., Kotin D. Method for implementation of active stabilization the spatial position of mechatronic device rotor. 9th International Conference on Power Drives Systems, ICPDS 2016. Conference Proceedings. Rezhim dostupa: <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=7756721> – Zagl. s ekrana.
5. Kir'yanov A.V., ZHmud' V.A., Tomilov I.N., Kotin D.A., Tereshkin D.O., Ostanin A.V. Improving the accuracy of laser image generators with circular scanning for the formation of precision angle-measuring structures. *Nauchnyj vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2013. No 3(52), pp. 46–50 (in Russ.).
6. Pankratov V.V. The method of synthesis of robust control algorithms based on adaptive inverse models. *Avtomatizirovannye elektromekhanicheskie sistemy: Sb. nauch. trudov* [Automated electromechanical systems: collection of scientific works]. Novosibirsk: Izd-vo NGTU, 2008, pp. 14–27 (in Russ.).
7. Pankratov V.V., Zima E.A., Nos O.V. *Special'nye razdel'y sovremennoj teorii avtomaticheskogo upravleniya* [Special sections of the modern theory of automatic control]: Ucheb. posobie. Novosibirsk: Izd-vo NGTU Publ., 2007.

STRUCTURAL AND PARAMETRIC SYNTHESIS OF THE CURRENT REGULATOR OF A SYSTEM OF SUBORDINATE CORRECTION OF ROTOR RADIAL DEVIATIONS

I.S. Dymov, PhD in Engineering D.A. Kotin, PhD in Engineering YU.V. Pankrac

Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia

dymov.2010@corp.nstu.ru

The article is devoted to the calculation of the equivalent transfer function of the signal-adaptive regulator of the excitation current of an electromagnet, which is an internal circuit in the system of subordinate regulation of the automatic correction of the radial position of the rotor of a microelectric drive used in ultra-precision technological devices. A new approach is proposed to solve the problem of stabilization of the rotating part of an electric machine, based on the active current stabilization of its spatial position. The aim of the study is the synthesis of the excitation current regulator of the electromagnet of the current stabilization of the spatial position of the rotating part of the electric motor, which is part of high-precision equipment. The calculation of the automatic control algorithm is performed by the signal-adaptive inverse model. A description of a method for constructive implementation of the approach using an active magnetic bearing, where the shaft rotates without physical contact of the surfaces with each other, is given. The recommendations on the selection of spatial position sensors are given. The technique of structural synthesis of the control law is presented. Transfer functions of a control object, control law with a standard linear tuning shape factor according to Butterworth, a differential filter to reduce the level of noise in the channel for generating the control action and the disturbance observer, were obtained. Using the basic rules of structural transformations, the transfer function of the signal-adaptive regulator of the excitation current was obtained. Based on the simulation results, the corresponding conclusions are made about the satisfactory quality of transients in the control time, which is small enough so as not to affect the course of the technological process about the possibility of applying the obtained transfer function and the corresponding mathematical description for the synthesis of the adaptive algorithm for radial stabilization of high-speed rotors.

Keywords: active stabilization, signal-adaptive current regulator, active magnetic bearings, disturbance observer.

РЕГУЛЯТОР СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Д.Т.Н. Горелов В.А.¹, К.Т.Н. Косицын Б.Б.¹, К.Т.Н. Мирошниченко А.В.², К.Т.Н. Стадухин А.А.¹

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²ОКБ «Техника», Москва, Россия

kositsyn_b@bmstu.ru

Применение индивидуального электропривода ведущих колес гусеничной машины, где управление скоростью и поворот реализуются за счет перематывания гусениц, требует разработки специального регулятора. Это вызвано отсутствием механической связи между ведущими колесами таких транспортных средств. В статье предлагается алгоритм управления движением гусеничной машины, оснащенной рассматриваемой схемой трансмиссии, который имитирует механизм поворота первого типа (обладающий свойством сохранения скорости прямолинейного движения в повороте), путем задания управляющих сигналов на электродвигатели в соответствии с воздействием водителя на органы управления. В рамках работы сформированы требования к регулятору и проведено его исследование с помощью имитационной динамической модели движения гусеничной машины по малодеформируемой горизонтальной опорной поверхности типа «плотный грунт». Доказана способность разработанной системы управления обеспечить криволинейное движение машины с неизменной скоростью при постоянном нажатии педали акселератора, а также подтверждена способность регулятора сохранять заданную кривизну траектории с соответствующим снижением скорости при недостатке мощности бортовых электродвигателей в повороте. Структура алгоритма управления гусеничной машины построена таким образом, что позволяет использовать всю доступную мощность тяговых двигателей для наиболее быстрой реакции на изменение положения органа управления поворотом. Разработанный регулятор использован для совершения виртуальных заездов гусеничных машин под управлением водителей-операторов в среде комплекса натурно-математического моделирования, функционирующего в режиме «реального времени», что позволяет применять разработанный алгоритм в системе управления перспективных гусеничных машин с индивидуальным приводом ведущих колес.

Ключевые слова: гусеничная машина, система управления движением, ПИД регулятор, поворот гусеничной машины, индивидуальный привод, тяговый электродвигатель.

Введение

Совершенствование возможностей управления электроприводом в последние годы привело к созданию серийных и экспериментальных гусеничных машин с электромеханической трансмиссией (ЭМТ). Большинство из них имеет наиболее простую схему ЭМТ – индивидуальный привод ведущих колес. При этом использование собственного источника механической мощности для каждого борта дает широкие возможности управления тягой и поворотом гусеничной машины (ГМ).

Основным недостатком, сдерживающим широкое применение индивидуального привода ведущих колес ГМ, является необходимость реализации большой мощности и силы тяги на забегающей гусенице при повороте, что неизбежно приводит к росту размеров и массы

привода. Кроме того, отсутствие кинематической или силовой связи между бортами ГМ приводит к тому, что без специального управления машина неспособна следовать заданной водителем траектории и даже просто двигаться прямолинейно при различных сопротивлениях движению под правой и левой гусеницами.

Гусеничные машины обычно имеют характерную для каждого механизма поворота связь между органами управления и скоростью перематывания, тягой или торможением гусениц. В случае использования независимого электрического привода ведущих колес возможно реализовать любой способ бортового поворота путем управления тягой электродвигателей с использованием соответствующего регулятора. При этом, регулятор должен отвечать требованиям классических механизмов поворота [1]:

- устойчивое прямолинейное движение ГМ;
- при неизменном положении органов управления поворотом должно обеспечиваться постоянство теоретического радиуса поворота ГМ даже при недостатке мощности двигателей;
- изменение радиуса поворота должно производиться ГМ за минимально возможное время.

Таким образом, целью представленной работы является создание алгоритма для системы управления поворотом гусеничной машины с индивидуальным приводом ведущих колес, позволяющего обеспечить выполнение требований, предъявляемых к классическим механизмам поворота.

Метод синтеза алгоритма управления поворотом гусеничной машины

Наиболее привычным способом управления транспортными средствами является регулирование тяги и торможения с помощью педалей акселератора/тормоза и изменение кривизны путем поворота штурвала. В связи с этим для обеспечения возможности управления движением ГМ с индивидуальным приводом ведущих колес, где обе функции управления реализуются электромашинами через скорость перематывания гусениц, регулятор должен связывать относительный поворот штурвала α_B с радиусом/кривизной траектории движения, а степень нажатия на педали акселератора/тормоза h_B с суммарной тяговой/тормозной силой, реализуемой на ведущих колесах.

Связь относительного поворота штурвала $\alpha_B \in [-1, 1]$ с задаваемой кривизной поворота k_B в простейшем случае может быть принята линейной:

$$k_B = \alpha_B \cdot k_{\max},$$

где $k_{\max}$ – максимальная кривизна, обеспечиваемая ГМ при управлении штурвалом.

Согласно [2] правые и левые повороты ГМ равновероятны, при этом на территории Европейской части СССР при движении по дорогам и местности среднее квадратическое отклонение дорожной кривизны лежит в пределах от $0,033 \text{ м}^{-1}$ до $0,04 \text{ м}^{-1}$. Тогда согласно правилу «трех сигм» максимальную кривизну траектории для выполнения транспортных задач можно оценить как $3 \cdot 0,04 \text{ м}^{-1} = 0,12 \text{ м}^{-1}$. В связи с этим выберем $k_{\max} = 0,12 \text{ м}^{-1}$.

При входе в поворот целесообразно проводить регулирование тяговых электродвига-

телей (ТЭД) таким образом, чтобы скорость центра масс ГМ не изменялась по сравнению с прямолинейным движением, то есть осуществлять поворот подобно механизму поворота первого типа [3]. В случае выполнения данного условия будет отсутствовать необходимость увеличения степени нажатия на педаль акселератора для поддержания желаемой скорости, что позволит снизить утомляемость водителя.

Для создания системы управления движением целесообразно контролировать действительную кривизну траектории ГМ и получать параметры управления (h_2 и h_1) ТЭД забегающего и отстающего бортов, исходя из ошибки регулирования. В связи с тем, что измерить действительную кривизну траектории ГМ с достаточной точностью в реальных условиях затруднительно, этот параметр был заменен на расчетный фактический k_f , получаемый из теоретического k_t с учетом соотношения L/B (L – база ГМ, B – колея ГМ) [4].

Система уравнений, описывающая связь угловых скоростей ведущих колес с теоретической скоростью центра масс v_t и расчетной кривизной k_f при движении ГМ, имеет следующий вид:

$$\begin{cases} v_t = \frac{\omega_{BK2} + \omega_{BK1}}{2} r_{BK}; \\ k_f = \frac{B}{L} k_t = \frac{B}{L} \frac{\omega_{zt}}{v_t} = \frac{(\omega_{BK2} - \omega_{BK1}) r_{BK}}{L v_t}, \end{cases} \quad (1)$$

где ω_{BK1} , ω_{BK2} – угловые скорости ведущих колес отстающего и забегающего борта соответственно; r_{BK} – радиус ведущего колеса ГМ; ω_{zt} – теоретическая угловая скорость поворота ГМ вокруг центра масс ($\omega_{zt} = (\omega_{BK2} - \omega_{BK1}) r_{BK} / B$).

Разрешая данную систему, получим, что для обеспечения неизменности скорости центра масс в повороте, а также для достижения равенства расчетной кривизны траектории ГМ k_f заданной k_B необходимо, чтобы угловые скорости ведущих колес отстающего и забегающего бортов задавались как:

$$\omega_{BK1B} = \frac{v_t}{r_{BK}} \left(1 - \frac{L k_B}{2} \right); \quad \omega_{BK2B} = \frac{v_t}{r_{BK}} \left(1 + \frac{L k_B}{2} \right), \quad (2)$$

где ω_{BK1B} , ω_{BK2B} – требуемые угловые скорости ведущих колес для обеспечения задаваемой кривизны траектории и неизменной скорости движения центра масс.

Выразив теоретическую скорость движения центра масс через угловые скорости ведущих колес, получим:

$$\begin{aligned}\omega_{BK1B} &= \left(\frac{\omega_{BK2} + \omega_{BK1}}{2} \right) \left(1 - \frac{Lk_B}{2} \right), \\ \omega_{BK2B} &= \left(\frac{\omega_{BK2} + \omega_{BK1}}{2} \right) \left(1 + \frac{Lk_B}{2} \right).\end{aligned}\quad (3)$$

При прямолинейном движении водитель, нажимая на педаль акселератора ($h_B \in [0, 1]$) или тормоза ($h_B \in [-1, 0]$), управляет тягой ГМ, то есть параметрами управления ТЭД бортов ГМ (h_1, h_2) в этом случае целесообразно принять равными управляющему воздействию h_B :

$$h_B = h_1 = h_2.$$

Тогда, для обеспечения поворота машины величины h_1 и h_2 необходимо скорректировать в зависимости от угла поворота штурвала так, чтобы обеспечить выполнение равенств (3).

Таким образом, система управления движением ГМ может быть построена на вычислении величины корректировки параметров управления ТЭД забегающего и отстающего

бортов, исходя из ошибки регулирования (e_1 и e_2) между задаваемыми и действительными угловыми скоростями ведущих колес (рис. 1).

$$\begin{aligned}e_1 &= \omega_{BK1B} - \omega_{BK1} = \left(\frac{\omega_{BK2} + \omega_{BK1}}{2} \right) \left(1 - \frac{Lk_B}{2} \right) - \omega_{BK1}, \\ e_2 &= \omega_{BK2B} - \omega_{BK2} = \left(\frac{\omega_{BK2} + \omega_{BK1}}{2} \right) \left(1 + \frac{Lk_B}{2} \right) - \omega_{BK2}.\end{aligned}\quad (4)$$

В разработанной системе управления были применены два пропорционально-интегрирующе-дифференцирующих (ПИД) регулятора (рис. 1). Уравнения, описывающие ПИД регуляторы, имеют вид:

$$\begin{aligned}\Delta h_1 &= k_{p1}e_1(t) + k_{i1} \int e_1(t)dt + k_{d1} \frac{de_1(t)}{dt}, \\ \Delta h_2 &= k_{p2}e_2(t) + k_{i2} \int e_2(t)dt + k_{d2} \frac{de_2(t)}{dt},\end{aligned}\quad (5)$$

где k_{p1}, k_{p2} – пропорциональные коэффициенты ПИД регуляторов; k_{i1}, k_{i2} – интегральные коэффициенты ПИД регуляторов; k_{d1}, k_{d2} – дифференциальные коэффициенты ПИД регуляторов.

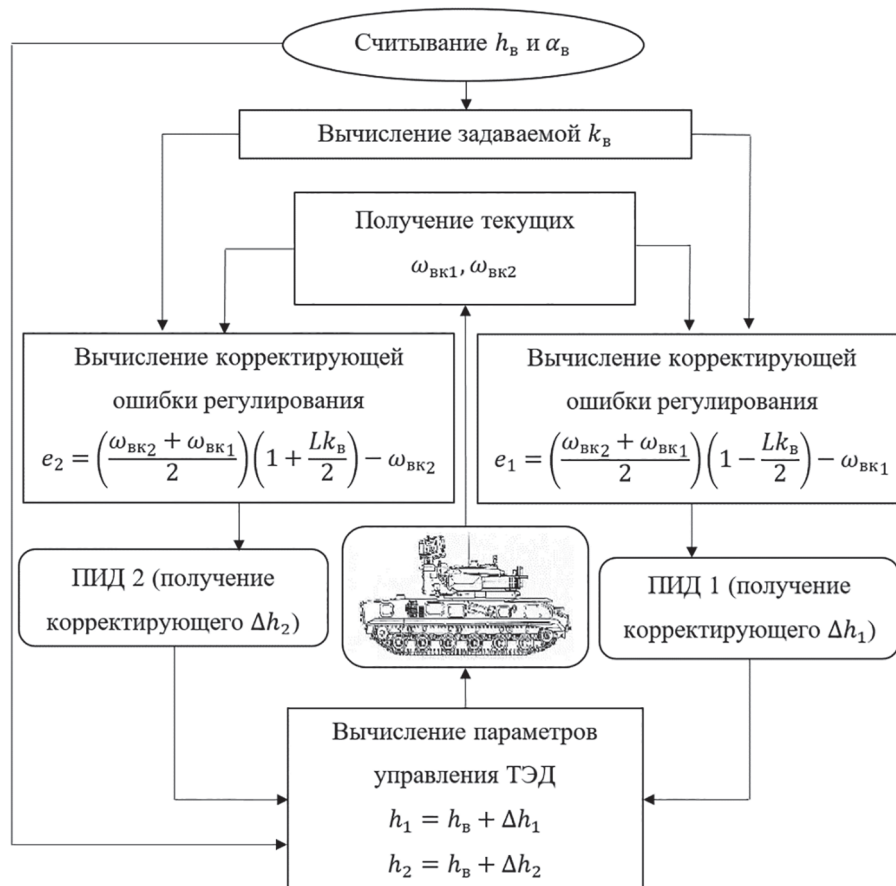


Рис. 1. Принципиальная схема системы управления движением ГМ

Коэффициенты ПИД регуляторов необходимо определять индивидуально для каждой конкретной ГМ и используемых на ней ТЭД [5]. Наиболее эффективным способом определения коэффициентов регуляторов является использование компьютерного имитационного моделирования поворота ГМ [6].

В итоге, величины параметров управления ТЭД отстающего и забегающего бортов определяются как:

$$h_1 = h_b + \Delta h_1, \quad h_2 = h_b + \Delta h_2. \quad (6)$$

Результаты и обсуждения работоспособности разработанного регулятора

Для проверки работоспособности регулятора были проведены две серии численных экспериментов. Виртуальные заезды выполнялись с помощью компьютерной реализации математической модели [6] на опорном основании типа «дернистый грунт» (коэффициент сопротивления движению – 0,07; максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием – 0,85).

Целью первого вычислительного эксперимента являлась проверка возможности имитации регулятором механизма поворота первого типа. При этом выполнялась следующая последовательность действий:

- разгон ГМ до скорости 15 м/с;
- поддержание скорости 15 м/с;
- вход в поворот теоретическим радиусом 100 м без изменения положения педали акселератора/тормоза;
- движение в повороте теоретическим радиусом 100 м без изменения положения педали акселератора/тормоза;
- выход из поворота теоретическим радиусом 100 м без изменения положения педали акселератора/тормоза;
- прямолинейное движение без изменения положения педали акселератора/тормоза;
- торможение ГМ до остановки.

Радиус поворота был выбран равным 100 м, так как при движении по такой траектории величина момента сопротивления повороту мала и сопротивление движению возрастет незначительно по сравнению с прямолинейным движением. В этом случае при неизменном нажатии на педаль акселератора скорость центра масс при движении в повороте снизится несущественно, что позволит проверить работоспо-

собность системы. Результаты моделирования представлены на рис. 2.

Второй вычислительный эксперимент предназначен для проверки возможности поддержания заданной кривизны траектории движения ГМ в условиях недостаточной мощности электродвигателей, при этом выполнялась следующая последовательность действий:

- разгон ГМ до скорости 15 м/с;
- вход в поворот теоретическим радиусом 30 м;
- движение в повороте теоретическим радиусом 30 м;
- выход из поворота;
- повторный набор скорости 15 м/с.

Результаты моделирования представлены на рис. 3.

Так как для вычисления ошибок e_1 и e_2 регулятор использует теоретическую кривизну, а не действительную отклонение реализованной траектории движения от желаемой должно быть скорректировано водителем при помощи подруливания.

На рис. 2 и 3 видно, что во время изменения кривизны траектории движения ГМ (переходного процесса) параметр управления забегающего борта h_1 принимает максимальное значения (единицу), а параметр управления отстающего h_1 – минимальное (минус единицу). Такой механизм работы системы управления объясняется необходимостью изменить кривизну траектории движения ГМ за минимально возможное время (обеспечить максимальную угловую скорость поворота корпуса ГМ).

На рис. 3 представлено, что при движении в повороте в случае недостатка мощности электродвигателей (скорость движения машины снижается) регулятор продолжает поддерживать потребную теоретическую кривизну траектории, заданную водителем.

Заключение

По полученным результатам можно сделать вывод, что разработанная система управления отвечает предъявляемым к ней требованиям (требованиям к механизмам поворота) и может обеспечить адекватное управление поворотом ГМ. Во всех случаях регулятор обеспечил быстрое (исходя из возможностей электродвигателя) достижение заданной кривизны поворота и ее поддержание. Снижение утомляемости водителя-оператора за счет имитации механизма поворота первого типа было проанализировано

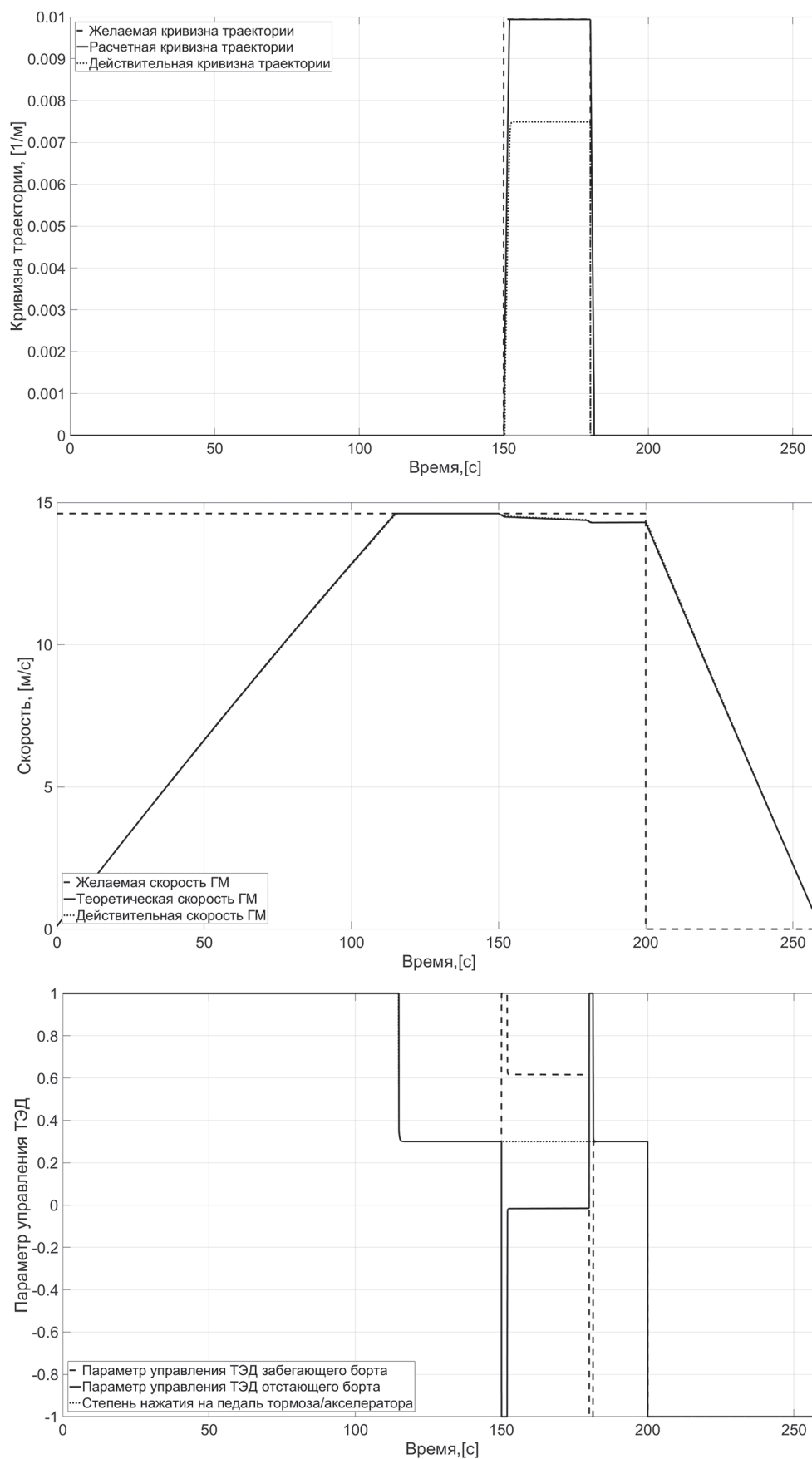


Рис. 2. Результаты первого вычислительного эксперимента

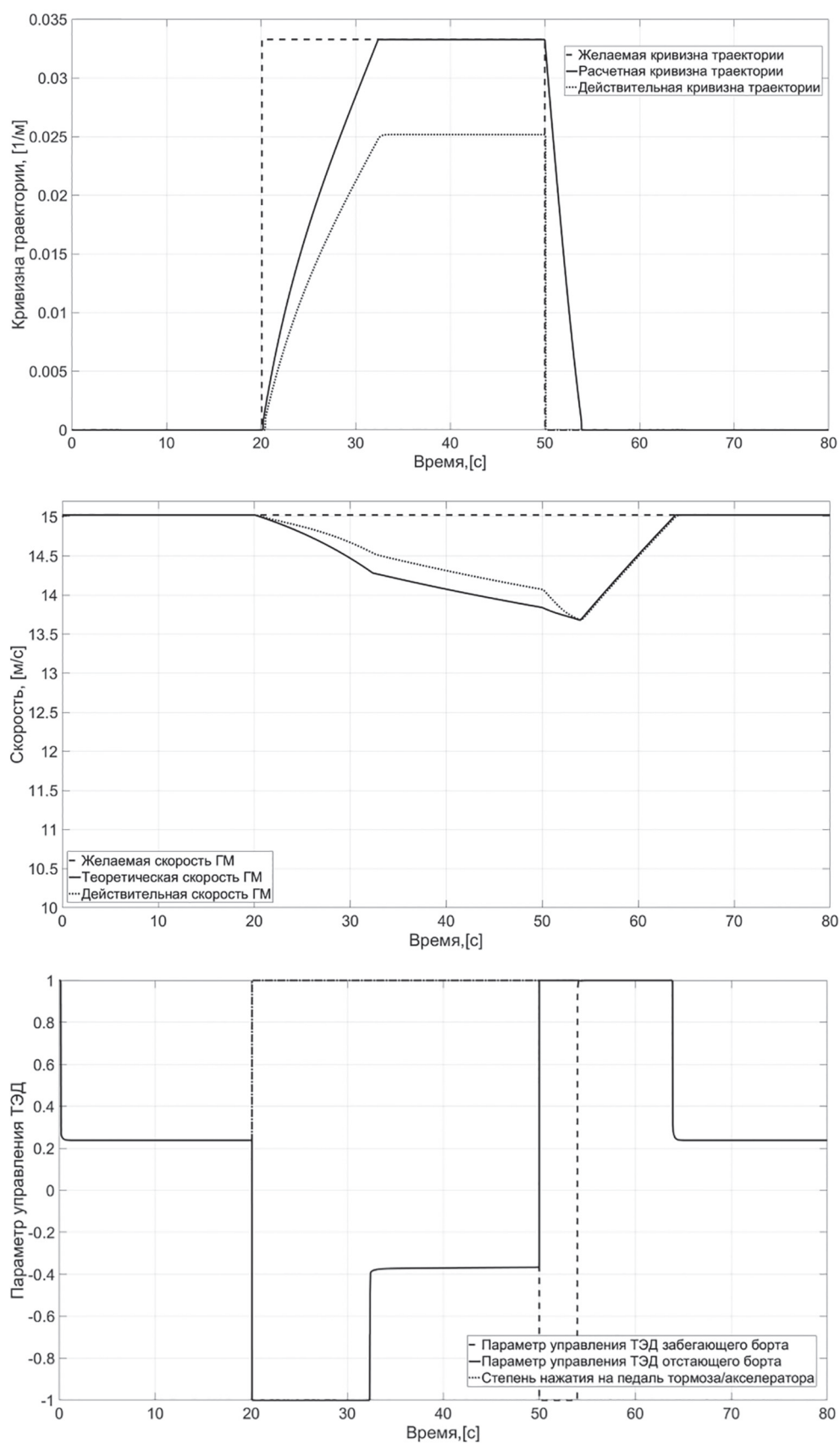


Рис. 3. Результаты второго вычислительного эксперимента

с помощью виртуальных заездов с использованием комплекса натурно-математического моделирования «реального времени» [7], что позволяет использовать регулятор в системе управления перспективных гусеничных машин с индивидуальным приводом ведущих колес.

Литература

1. Конструкция и расчет танков и БМП / В.А. Чобиток [и др.]. М.: Машиностроение, Ленинградское отделение. 1984. 376 с.
2. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1993. 320 с.
3. Чобиток В.А. Теория движения танков и БМП. М.: Воениздат, 1984. 264 с
4. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение. 1970. 176 с.
5. Ang K.H., Chong G.C.Y., Li Y. PID control system analysis, design, and technology // IEEE Trans Control Systems Tech. 2005. 13(4). pp. 559–576.
6. Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Математическое моделирование рабочих процессов колесных и гусеничных машин с электро-механическими трансмиссиями // Сборник статей научно-практической конференции: Разработка и исследование электрических трансмиссий для образцов вооружения и военной техники. 2016. С. 76–86.
7. Determination of mechanical characteristics of high-speed tracked vehicles traction motor with individual drive wheels // Journal of Physics: Conference Series. 2019. № 1177. DOI: 10.1088/1742-6596/1177/1/012058.

References

1. CHobitok V.A. i dr. *Konstrukciya i raschyot tankov i BMP* [Design and calculation of tanks and infantry fighting vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Leningradskoe отделение Publ. 1984. 376 p.
2. Savochkin V.A., Dmitriev A.A. *Statisticheskaya dinamika transportnyh i tyagovyh gusenichnyh mashin* [Statistical dynamics of transport and traction tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1993. 320 p.
3. CHobitok V.A. *Teoriya dvizheniya tankov i BMP* [Theory of movement of tanks and infantry fighting vehicles]. Moscow: Voenizdat Publ., 1984. 264 p.
4. Farobin YA.E. *Teoriya povorota transportnyh mashin* [Theory of turning of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1970. 176 p.
5. Ang K.H., Chong G.C.Y., Li Y. PID control system analysis, design, and technology // IEEE Trans Control Systems Tech. 2005. 13(4). pp. 559–576.
6. Kotiev G.O., Gorelov V.A., Miroshnichenko A.V. Mathematical modeling of the working processes of wheeled and tracked vehicles with electromechanical transmissions. *Sbornik statej nauchno-prakticheskoy konferencii: Razrabotka i issledovanie elektricheskikh transmissij dlya obrazcov vooruzheniya i voennoj tekhniki* [Collection of articles of the scientific-practical conference: Development and study of electric transmissions for weapons and military equipment]. 2016, pp. 76–86 (in Russ.).
7. Determination of mechanical characteristics of high-speed tracked vehicles traction motor with individual drive wheels // Journal of Physics: Conference Series. 2019. No 1177. DOI: 10.1088/1742-6596/1177/1/012058.

THE CONTROLLER OF THE STEERING CONTROL SYSTEM OF A HIGH-SPEED TRACKED VEHICLE WITH INDIVIDUAL DRIVE WHEELS

DSc in Engineering **V.A. Gorelov**¹, PhD in Engineering **B.B. Kosicyn**¹, PhD in Engineering **A.V. Miroshnichenko**²,
PhD in Engineering **A.A. Staduhin**¹

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

²Experimental Design Bureau "Tekhnika", Moscow, Russia
kositsyn_b@bmstu.ru

The use of an individual electric drive of the drive wheels of a tracked vehicle, where speed control and rotation are done by rewinding the tracks, requires the development of a special controller. This happens due to the lack of mechanical connection between the drive wheels of such vehicles. The article proposes an algorithm for controlling the movement of a tracked vehicle equipped with the considered transmission scheme, which imitates the first type of rotation mechanism (having the property of maintaining the speed of rectilinear movement in the rotation) by setting control signals to electric motors in accordance with the driver's influence on the controls. As part of the work, the requirements for the regulator were formed and its study was carried out using a dynamic simulation model of the movement of the tracked vehicle along a poorly deformed horizontal support surface of the "dense soil" type. The ability of the developed control system to ensure the curvilinear motion of the machine at a constant speed with constant pressing of the accelerator pedal is proved, and the ability of the regulator to maintain the specified curvature of the trajectory with a corresponding decrease in speed when there is a lack of power on-board electric motors in rotation is confirmed. The structure of the control algorithm of the tracked vehicle is designed in such a way that allows to use all the available power of the traction engines for the fastest response to a change in the position of the steering control body. The developed regulator was used to perform virtual races of tracked vehicles under the control of drivers of operators in the environment of a set of full-scale mathematical modeling operating in the "real time" mode, which makes it possible to use the developed algorithm in the control system of promising tracked vehicles with individual drive wheels.

Keywords: tracked vehicle, motion control system, PID controller, tracked vehicle rotation, individual drive, traction motor.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ МЕТОДОВ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ ПРОТИВОПУЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ СОВРЕМЕННОЙ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

К.ф.м.н. Кулаков Н.А., К.Т.н. Гаврилов Е.В., Рыбакова М.Р., Горелый Н.А., Паниченко И.В.
Московский политехнический университет, Москва, Россия
kulakov@mami.ru

В настоящее время существует необходимость защиты автомобилей, выполняющих полицейские и миротворческие миссии от наиболее распространенного оружия террористов в виде крупнокалиберных пулеметов. В данной статье рассматриваются расчетные методы, позволяющие разработать конструкцию усиления штатной стальной брони до 4-го уровня по требованиям стандарта NATO STANAG 4569 (обстрел из пулемета КПВТ бронебойно-зажигательной пулей Б-32 калибра 14,5 мм с дистанции 200 м). Для усиления конструкции использовались керамические панели (Al₂O₃). Были рассмотрены варианты модификации бронирования автомобиля Marauder, имеющего штатную разнесенную стальную броню, а также усиление защиты образца техники со штатной броней, соответствующей классу Бр 4 (ГОСТ 50963 Р). Обычно керамические панели устанавливаются перед основной броней и благодаря высокой твердости разрушают сердечник пули. Керамические элементы могут быть разной формы: шестигранники, цилиндры, прямоугольные пластины, цельпессы. Авторами приведены способы проектирования усиления защиты, а также представлены результаты расчетов при использовании различных методов усиления броневой конструкции автомобиля. К таким методам относятся: увеличение толщины штатной брони, использование разнесенной брони или применение дополнительных керамических панелей. Расчеты позволяют выбрать наиболее оптимальный вариант защиты как по массе, так и по стоимости. Расчеты вариантов усиления брони велись в программном комплексе LS-DYNA. Подобные расчеты позволяют оценить основные параметры композиционной брони, тем самым снижая объем предварительных испытаний, что позволяет существенно удешевить усовершенствование брони. Тем не менее окончательные варианты конструкции брони должны быть определены по результатам натурных испытаний. На основании проведенных расчетов было установлено, что для повышения уровня противопульной защиты автомобиля Marauder и техники, бронированной по классу Бр 4, до 4-го уровня защиты по требованиям стандарта STANAG 4569 удельная масса брони для техники, бронированной по классу Бр 4, увеличилась до 167 кг/м², а для автомобиля Marauder до 197 кг/м².

Ключевые слова: легкобронированные автомобили, повышение уровня противопульной защиты, керамические элементы, композиционная броня, оксид алюминия, расчет конструкции на противопульную стойкость.

Введение

Опыт современных военных конфликтов показал, что даже автомобили, выполняющие полицейские и миротворческие миссии должны быть защищены от наиболее распространенного оружия террористов в виде крупнокалиберных пулеметов. В качестве возможных объектов модернизации рассмотрены легкобронированная техника бронированная по классу Бр 4 и MRAP (mine resistant ambush protected – миностойкий засадозащищенный автомобиль) Marauder (производитель Paramount Group).

В первом случае техника бронированная по классу Бр 4 выполнена в виде несущей рамы

с установленным на ней бронированным корпусом, изготовленным из броневой стали толщиной 6 мм, во втором случае конструкция Marauder выполнена в виде несущего броневго корпуса, изготовленного в виде разнесенной двухслойной брони из высокопрочной броневой стали толщиной слоев 8 мм с разнесением 80–90 мм.

Цель исследования

Целью исследования является повышение стойкости вариантов бронирования техники бронированной по классу Бр 4 и Marauder до 4 уровня по требованиям стандарта STANAG 4569. Эти требования означают,

что броня должна выдерживать обстрел из пулемета КПВТ бронебойно-зажигательной пулей Б-32 калибра 14,5 мм с дистанции 200 м.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Обычно для усиления брони используют специальные керамические панели, которые устанавливаются перед основной броней и благодаря высокой твердости разрушают сердечник пули. Керамические элементы могут быть разной формы: шестигранники, цилиндры, прямоугольные пластины, цельпесбы. Основные материалы, из которых изготавливаются керамические элементы: оксид алюминия (Al_2O_3), карбид кремния (SiC), карбид бора (B_4C) [1].

Активное применение керамики в США и других странах НАТО в качестве дополнительной защиты началось в конце 1980-х годов. На сегодняшний день существует множество авторских свидетельств, патентов и статей, описывающих состав, метод изготовления керамических элементов [2–8] и конструктивные особенности броневых панелей на их основе [9–26]. Также имеется большое количество работ, посвященных численному моделированию процесса взаимодействия броневых мате-

риалов с боеприпасами стрелкового вооружения [27–33].

Во всем мире, в том числе в Российской Федерации, на сегодняшний день существуют многочисленные образцы военной техники, на которых для существенного повышения уровня защиты штатной брони устанавливаются дополнительные панели, изготовленные из керамических элементов. Образцы такой техники представлены на рис. 1 и 2.

При проектировании усиления противопульной защиты необходимо проводить расчеты вариантов исполнения конструкции. Это может быть увеличение толщины штатной брони, использование разнесенной брони или применение дополнительных керамических панелей. Расчеты позволяют выбрать наиболее оптимальный вариант защиты как по массе, так и по стоимости. Кроме того, расчеты позволяют значительно сократить экспериментальную отработку вариантов брони.

В настоящей работе расчеты вариантов усиления брони велись в Эйлеровской постановке в программном комплексе LS-DYNA.

Ниже представлены результаты расчетов сплошной стальной брони для техники, бронированной по классу Бр 4 (рис. 3), которая вы-



Рис. 1. Слева «Воксер» – германо-нидерландское семейство многоцелевых бронированных транспортных средств, справа автомобиль «Тайфун-К»



Рис. 2. Слева MRAP с керамической броней, справа Ultra Flex от Plasan Sasa

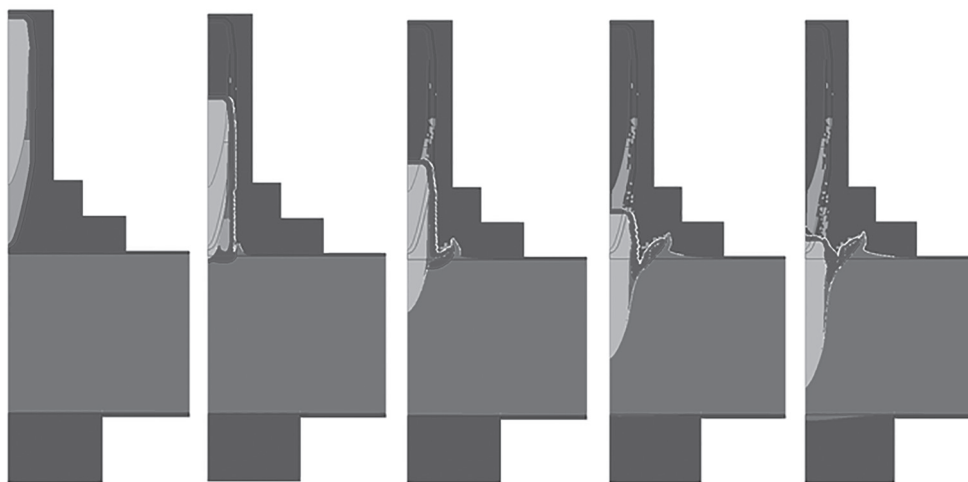


Рис. 3. Расчет взаимодействия броневой стальной плиты (45 мм) с пулей Б-32 14,5 мм (непробитие)

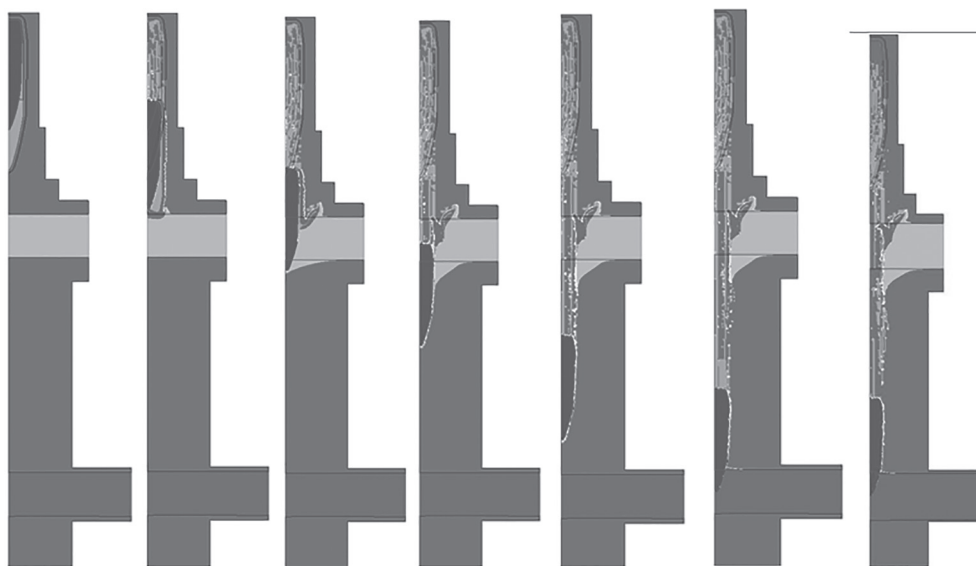


Рис. 4. Расчет взаимодействия разнесенной стальной брони (20 мм+90 мм+20 мм) с пулей Б-32 14,5 мм (непробитие)

держивает обстрел по требованиям 4 уровня STANAG 4569. Результаты показали, что толщина брони при этом должна быть увеличена в 7 раз, что не приемлемо с точки зрения уменьшения полезной нагрузки.

Аналогичные расчеты, проведенные для разнесенной брони MRAP Marauder, показали (рис. 4), что необходимо увеличить толщину слоев до 20 мм, что также не приемлемо как с точки зрения технологии изготовления, так и с точки зрения уменьшения грузоподъемности.

В качестве альтернативных вариантов брони были рассмотрены варианты композиционной брони с использованием керамических панелей, выполненных из Al_2O_3 (рис. 5 и 6).

Подобные расчеты позволяют оценить основные параметры композиционной брони, тем самым снижая объем предварительных испытаний, что позволяет существенно удешевить усовершенствование брони. Тем не менее окончательные варианты конструкции брони должны быть определены по результатам натурных испытаний.

Заключение

Как показали расчеты, стойкость брони можно существенно повысить. При этом удельная масса брони для техники бронированной по классу Бр 4 увеличилась до 167 кг/м^2 , а для автомобиля Marauder – до 197 кг/м^2 . Аналогичная по уровню стойкости броня, ис-

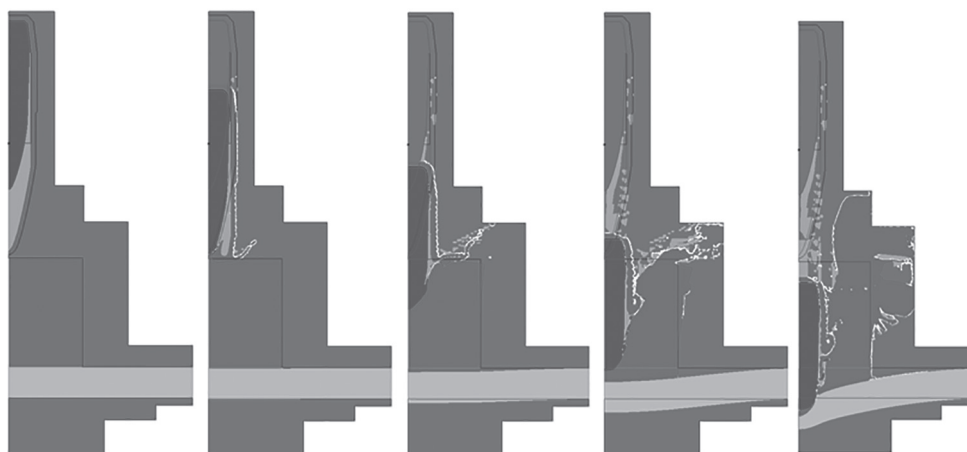


Рис. 5. Расчет воздействия пули Б-32 14,5 мм на композиционную броню (керамика+сталь) (непробитие)

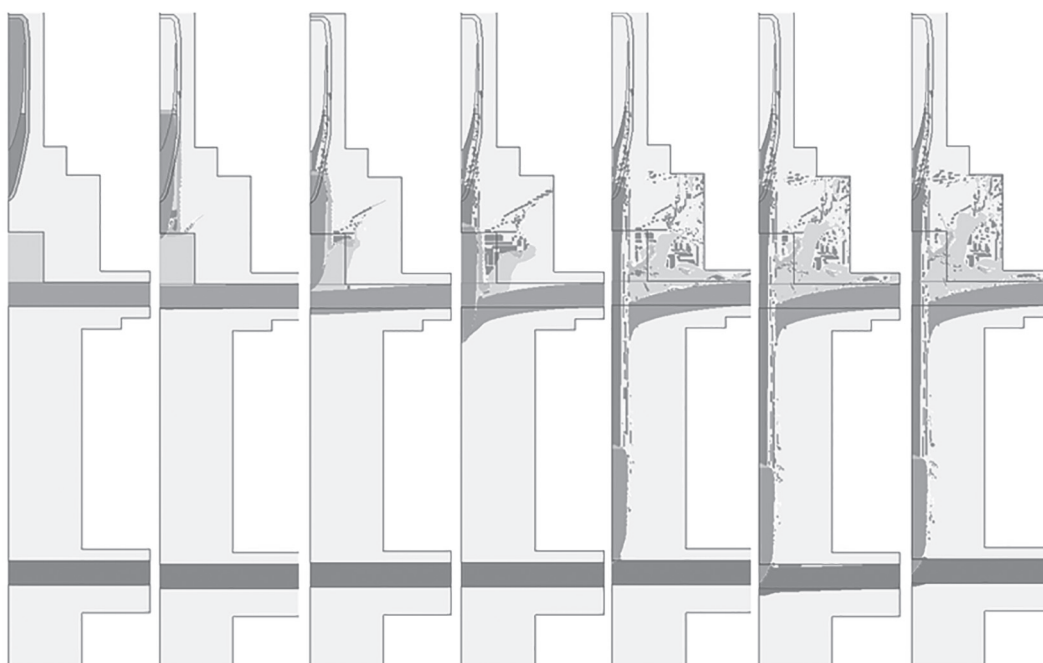


Рис. 6. Расчет взаимодействия разнесенной стальной брони с керамикой (керамика+сталь+разнесение+сталь) с пулей Б-32 14,5 мм (непробитие)

пользуемая для защиты вооруженной техники Китайской Народной Республики, состоит из керамических элементов (SiC) толщиной 18 мм, СВМПЭ (сверх высокомолекулярного полиэтилена) толщиной 24 мм и 10 мм броневой стали. Удельная масса такой брони составляет 159 кг/м². Для Marauder удельная масса велика ввиду особенности конструкции, выполненной с разнесением двух броневых стальных листов толщиной в 8 мм. Удельная масса брони техники, бронированной по классу Бр 4 (167 кг/м²), и Marauder (197 кг/м²) соизмеримы с удельной массой эквивалентной по стойкости защиты используемой в армии Китайской Народной Республики (159 кг/м²), при том что исполь-

зуемая в КНР керамика из карбида кремния в среднем стоит в 4 раза дороже, чем керамика из оксида алюминия.

Литература

1. Quefelec B. Ceramic-faced molded armor / Quefelec B., Dartois M. // *Lightweight Ballistic Composites*, April 22nd, 2016, pp. 369–391.
2. Керамический бронезащитный элемент и способ его изготовления: пат. 2472099 Рос. Федерация № 2011123397/11; заявл. 08.06.11; опубл. 10.01.13, Бюл. № 1. 7 с.
3. Композиционные материалы и их применение: пат. 2529466 Рос. Федерация № 2011149248/04; заявл. 04.05.10; опубл. 27.09.14, Бюл. № 27, 42 с.

4. Способ получения и ремонта композитной броневой панели, и набор для ее изготовления и ремонта: пат. 2564302 Рос. Федерация № 2011103159/11; заявл. 28.01.11; опубл. 27.09.15, Бюл. № 27, 26 с.
5. Armor and a method of manufacturing it: 4665794 United States No 557177; filed: 11.03.83; date of patent: 19.03.87, 7 p.
6. Заболоцкий А. А. Керамический композиционный материал для дробящего слоя комбинированной брони. / Вопросы оборонной техники. 1996, № 3. С. 113–115.
7. Crouch I. G. Introduction to armor materials // The Science of Armor Materials, September 30th, 2016, pp. 1–54.
8. Yang M. High energy absorbing materials for blast resistant design. / Yang M., Qiao P. // Blast Protection of Civil Infrastructures and Vehicles Using Composites, March 27th, 2014, pp. 88–119.
9. Высокоплотные керамические блоки и включающая их композитная броня: пат. 2462682 Рос. Федерация № 2010154317/11; заявл. 29.12.10; опубл. 27.09.12, Бюл. № 27. 34 с.
10. Композитная броня повышенной живучести (варианты): пат. 2478900 Рос. Федерация № 2010150701/11; заявл. 13.12.10; опубл. 10.04.13, Бюл. № 17. 17 с.
11. Комбинированная композитная броня: пат. 2478901 Рос. Федерация № 2011139667/11; заявл. 30.09.11; опубл. 10.04.13, Бюл. № 10, 7 с.
12. Патент Сэндвич-панель: пат. 2484411 Рос. Федерация № 2011107995/11; заявл. 02.03.11; опубл. 10.06.13, Бюл. № 16, 8 с.
13. Пакет композитной брони на основе керамики (пкбк): пат. 2484412 Рос. Федерация № 2011152526/11; заявл. 23.12.11; опубл. 10.06.13, Бюл. № 16, 6 с.
14. Бронепанель пулезащитная: пат. 2491494 Рос. Федерация № 2012110921/11; заявл. 22.03.12; опубл. 27.08.13, Бюл. № 24, 10 с.
15. Объемно-комбинированная броня: пат. 2539269 Рос. Федерация № 2013127103/11; заявл. 13.06.13; опубл. 20.01.13, Бюл. № 2, 5 с.
16. Композитная броня с дискретными элементами: пат. 2504727 Рос. Федерация № 2012118777/11; заявл. 10.05.12; опубл. 20.01.14, Бюл. № 2, 7 с.
17. Композитная броня: пат. 2329455 Рос. Федерация № 2007102646/02; заявл. 24.01.07; опубл. 20.07.08, Бюл. № 20, 6 с.
18. Ceramic bodies for use in composite armor: 5972819 United States № 08/944343; filed: 06.10.97; date of patent: 06.26.99, 9 p.
19. Ballistic laminated armour: 0699887 European patent № 95306132.2; filed: 01.09.95; date of patent: 06.03.96, bulletin 1996/10, 17 p.
20. Composite armor: 4665794 United States № 09/314646; filed: 19.05.99; date of patent: 20.03.01, 11 p.
21. Composite armor panel: 6408734 United States № 09/673013; filed: 04.03.99; date of patent: 25.06.02, 10 p.
22. Кулаков Н.А., Любин А.Н. Особенности конструкции композитной брони повышенной живучести // Известия МГТУ «МАМИ». 2011, № 1(11). С. 46–51.
23. Кулаков Н.А., Любин А.Н. Исследование взаимодействия пробойника с композиционной защитной панелью // Известия МГТУ «МАМИ». 2008, № 1 (5). С. 53–56.
24. Григорян В.А., Беспалов И.А., Кобылкин И.Ф. Баллистическая стойкость многоэлементных керамических бронепанелей // XXXVII Всероссийская научно-техническая конференция «Проектирование систем». М., 2010. С. 310–313.
25. Bracamonte L. Design, manufacture and analysis of ceramic-composite armor. / Bracamonte L., Loutfy R., Yilmazcoban I.K., Rajan S.D. // Lightweight Ballistic Composites, April 22nd, 2016, pp. 349–367.
26. Schuldies J.J. Ceramic matrix composites for ballistic protection of vehicles and personnel. / Schuldies J.J., Nageswaran R. // Blast Protection of Civil Infrastructures and Vehicles Using Composites, March 27th, 2014, pp. 235–243.
27. Кулаков Н.А., Любин А.Н., Скакбаева А.С. Расчетно-экспериментальное исследование стойкости композитной керамической брони при воздействии пуль и высокоскоростных осколков // Известия МГТУ «МАМИ». 2012, № 2 (14). С. 206–213.
28. Stanisawek S. Numerical analysis of a multi-component ballistic panel. / Stanisawek S., Niezgoda T., Morka A. // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 19, № 4, January 2012, pp. 585–588.
29. Geers M.G.D. Numerical simulation of ballistic impact on ceramic material. / M.G.D. Geers, J.A.W. van Dommelen, H.C. de Lange, A.T.M.J. M. Huizinga. // Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering Materials Technology, Eindhoven, August 22nd, 2007.
30. Anderson C.E. Time-resolved penetration of B4C tiles by the APM2 bullet. / Anderson C.E., Walker J., Burkins M., Gooch W. // Computer Modelling in Engineering and Science, Vol. 8, № 2, May 2005, pp. 91–104.

31. Lee M. Analysis of ceramic/metal armor systems. / Lee M., Yoo Y.H. // International Journal of Impact Engineering, № 25, May 2001, pp. 819–829.
 32. Holmquist T.J.M. Constitutive modelling of aluminium nitride for large strain, high strain rate and high pressure applications. / Holmquist T.J.M., Templeton D.W., Bishnoy K.D. // Int. J. of impact engineering, Vol. 25, 2001, pp. 211–231.
 33. Johnson G.R. A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures / Johnson G.R., Cook W.H. // Proceedings of the 7th international symposium on ballistics, The Hague, The Netherlands, April 1983.
- Reference**
1. Quefelec B. Ceramic-faced molded armor / Quefelec B., Dartois M. // Lightweight Ballistic Composites, April 22nd, 2016, pp. 369–391.
 2. Keramicheskiy broneelement i sposob ego izgotovleniya: pat. 2472099 Ros. Federatsiya No 2011123397/11; zayavl. 08.06.11; opubl. 10.01.13, Bul. No 1. 7 p. (in Russ.).
 3. Kompozitsionnye materialy i ikh primeneniye: pat. 2529466 Ros. Federatsiya No 2011149248/04; zayavl. 04.05.10; opubl. 27.09.14, Byul. No 27, 42 p. (in Russ.).
 4. Sposob polucheniya i remonta kompozitnoy bronevoy paneli, i nabor dlya ee izgotovleniya i remonta: pat. 2564302 Ros. Federatsiya No 2011103159/11; zayavl. 28.01.11; opubl. 27.09.15, Byul. No 27, 26 p. (in Russ.).
 5. Armor and a method of manufacturing it: 4665794 United States No 557177; filed: 11.03.83; date of patent: 19.03.87, 7 p.
 6. Zabolotskiy A. A. Keramicheskiy kompozitsionnyy material dlya drobyashego sloya kombinirovannoy broni. / Voprosy oboronnoy tekhniki. 1996, No 3, pp. 113–115 (in Russ.).
 7. Crouch I. G. Introduction to armor materials // The Science of Armor Materials, September 30th, 2016, pp. 1–54.
 8. Yang M. High energy absorbing materials for blast resistant design. / Yang M., Qiao P. // Blast Protection of Civil Infrastructures and Vehicles Using Composites, March 27th, 2014, pp. 88–119.
 9. Vysokoplotnye keramicheskie bloki i vkluchayushchaya ih kompozitnaya bronya: pat. 2462682 Ros. Federatsiya No 2010154317/11; zayavl. 29.12.10; opubl. 27.09.12, Byul. No 27. 34 p.
 10. Kompozitnaya bronya povyshennoy zhivuchestvi (varianty): pat. 2478900 Ros. Federatsiya No 2010150701/11; zayavl. 13.12.10; opubl. 10.04.13, Byul. No 17. 17 p. (in Russ.).
 11. Kombinirovannaya kompozitnaya bronya: pat. 2478901 Ros. Federatsiya No 2011139667/11; zayavl. 30.09.11; opubl. 10.04.13, Byul. No 10, 7 p. (in Russ.).
 12. Patent Sendvich-panel: pat. 2484411 Ros. Federatsiya No 2011107995/11; zayavl. 02.03.11; opubl. 10.06.13, Byul. No 16, 8 p. (in Russ.).
 13. Paket kompozitnoy broni na osnove keramiki (pkbk): pat. 2484412 Ros. Federatsiya No 2011152526/11; zayavl. 23.12.11; opubl. 10.06.13, Byul. No 16, 6 p. (in Russ.).
 14. Bronepanel pulezaschitnaya: pat. 2491494 Ros. Federatsiya No 2012110921/11; zayavl. 22.03.12; opubl. 27.08.13, Byul. No 24, 10 p. (in Russ.).
 15. Obemno-kombinirovannaya bronya: pat. 2539269 Ros. Federatsiya No 2013127103/11; zayavl. 13.06.13; opubl. 20.01.13, Byul. No 2, 5 p. (in Russ.).
 16. Kompozitnaya bronya s diskretnymi elementami: pat. 2504727 Ros. Federatsiya No 2012118777/11; zayavl. 10.05.12; opubl. 20.01.14, Byul. No 2, 7 p. (in Russ.).
 17. Kompozitnaya bronya: pat. 2329455 Ros. Federatsiya No 2007102646/02; zayavl. 24.01.07; opubl. 20.07.08, Byul. № 20, 6 p. (in Russ.).
 18. Ceramic bodies for use in composite armor: 5972819 United States No 08/944343; filed: 06.10.97; date of patent: 06.26.99, 9 p.
 19. Ceramic bodies for use in composite armor: 5972819 United States No 08/944343; filed: 06.10.97; date of patent: 06.26.99, 9 p.
 20. Ballistic laminated armour: 0699887 European patent No 95306132.2; filed: 01.09.95; date of patent: 06.03.96, bulletin 1996/10, 17 p.
 21. Composite armor: 4665794 United States No 09/314646; filed: 19.05.99; date of patent: 20.03.01, 11 p.
 22. Composite armor panel: 6408734 United States No 09/673013; filed: 04.03.99; date of patent: 25.06.02, 10 p.
 23. Kulakov N.A., Lyubin A.N. Issledovanie vzaimodeystviya probaynika s kompozitsionnoy zaschitnoy paneleyu // Izvestiya MGTU «MAMI», 2008. No 1 (5), pp. 53–56 (in Russ.).
 24. Grigoryan V.A., Bepalov I.A., Kobylkin I.F. Ballisticheskaya stoykost mnogoelementnykh keramicheskikh bronepaneley // XXXVII Vserossiyskaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Proektirovanie sistem». M., 2010, pp 310–313 (in Russ.).
 25. Bracamonte L. Design, manufacture and analysis of ceramic-composite armor. / Bracamonte L., Loutfy R., Yilmazcoban I.K., Rajan S.D. // Lightweight Ballistic Composites, April 22nd, 2016, pp. 349–367

26. Schuldies J.J. Ceramic matrix composites for ballistic protection of vehicles and personnel. / Schuldies J.J., Nageswaran R. // Blast Protection of Civil Infrastructures and Vehicles Using Composites, March 27th, 2014, pp. 235–243.
27. Kulakov N.A., Lyubin A.N., Skakbaeva A.S. Raschetno-eksperimentalnoe issledovanie stoykosti kompozitnoy keramicheskoy broni pri vozdeystvii pul i vysokoskorostnykh oskolkov // Izvestiya MGTU «MAMI», 2012, № 2(14), pp. 206–213 (in Russ.).
28. Stanisawek S. Numerical analysis of a multi-component ballistic panel. / Stanisawek S., Niezgoda T., Morka A. // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 19, No 4, January 2012, pp. 585–588.
29. Geers M.G.D. Numerical simulation of ballistic impact on ceramic material. / M.G.D. Geers, J.A.W. van Dommelen, H.C. de Lange, A.T.M.J.M. Huizinga // Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering Materials Technology, Eindhoven, August 22nd, 2007.
30. Anderson C.E. Time-resolved penetration of B4C tiles by the APM2 bullet. / Anderson C.E., Walker J., Burkins M., Gooch W. // Computer Modelling in Engineering and Science, Vol. 8, No 2, May 2005, pp. 91–104.
31. Lee M. Analysis of ceramic/metal armor systems. / Lee M., Yoo Y.H. // International Journal of Impact Engineering, No 25, May 2001, pp. 819–829.
32. Holmquist T.J. M. Constitutive modelling of aluminium nitride for large strain, high strain rate and high pressure applications / Holmquist T.J.M., Templeton D.W., Bishnoy K.D. // Int. J. of impact engineering, Vol. 25, 2001, pp. 211–231.
33. Johnson G.R. A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures / Johnson G.R., Cook W.H. // Proceedings of the 7th international symposium on ballistics, The Hague, The Netherlands, April 1983.

THE USE OF NUMERICAL SIMULATION METHODS FOR THE MODERNIZATION OF BULLETPROOF PROTECTION OF MODERN LIGHT ARMORED VEHICLES

PhD in Physics and Mathematics **N.A. Kulakov**, PhD in Engineering **E.V. Gavrilov**, **M.R. Rybakova**, **N.A. Gorelly**, **I.V. Panichenko**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
kulakov@mami.ru

There is a great requirement to protect vehicles that carry out police and peacekeeping missions from large-caliber machine guns the most common weapons of terrorists. There was conducted research with the aim of examine methods that allow to design structure that increase the bulletproof resistance of armor steel up to level 4 according to the requirements of the STANAG 4569 (fire from KPV heavy machine gun with API bullet B-32 of caliber 14,5 mm from distance 200 m). The ceramic panels (Al₂O₃) were used to increase bulletproof protection. There were examine options of armor modification of vehicle Marauder that has conventional spaced steel armor and of armored vehicles that have armor according to GOST 50963 P change No. 4 level Br 4. Ceramic panel usually is mounted in front of the main armor and due to it high hardness, destruct the core of the bullet. Ceramic elements can be of different shapes: hexagons, cylinders, rectangular plates, cylpebs. The authors present methods of increasing bulletproof protection, as well as the results of computational simulations with using various methods of improvement of armor design of armored vehicles. Such methods include increasing thickness of the standard steel armor, the use of separated armor design or use of additional ceramic panels. Simulations allow to choose the most optimal protection option in terms of both mass and cost. Computational simulations of options for increasing bulletproof protection were developed in LS-DYNA. Such simulations allow to estimate the basic parameters of the composite armor, thereby reducing the quantity of preliminary tests, which allows to significantly reduce the cost of improving armor. The final versions of the armor design should be selected based on the results of experiments. Based on the simulations, it was found that in order to increase the level of bulletproof protection of the Marauder and armored vehicles armored according to level Br 4 up to the level 4 according to the requirements of the STANAG 4569 specific weight increased up to 167 kg/m², and 197 kg/m² respectively.

Keywords: lightly armored vehicles, increasing the level of bulletproof protection, ceramic elements, composite armor, aluminum oxide, computational simulations of bulletproof resistance.

ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА НА ТРАНСПОРТНОМ СРЕДСТВЕ СО СТАБИЛИЗАЦИЕЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

К.Т.Н. Лепешкин А.В., Медведев А.С., К.Т.Н. Михайлин А.А.
Московский политехнический университет, Москва, Россия
lep@mami.ru

В работе предлагается конструкция объемного гидропривода дополнительного электрогенератора для транспортного средства, который по роду своего использования должен обеспечивать стабильное электрическое питание потребителей со стандартными параметрами (напряжение 220(380) В, частота 50 Гц). Для решения данной задачи предложен вариант гидравлического регулятора для гидропривода, подключенного к валу двигателя транспортного средства, обеспечивающего автоматическую стабилизацию скорости вращения вала гидромотора, а значит, и связанного с ним вала генератора. При этом, как известно, получается стабильной и частота редуцируемого генератором тока. При подготовке к исследованиям, результаты которых излагаются в данной статье, выполнен подбор гидромашин для предложенного варианта гидропривода с расчетной максимальной мощностью генерируемого тока 8 кВт, а также проведен квазистатический анализ его работы. В результате этого анализа доказана работоспособность предложенной конструкции в рассмотренном диапазоне изменения условий. При этом предполагаемая погрешность стабилизации оборотов вала генератора не превышает допустимый уровень (менее 3 %).

Ключевые слова: транспортное средство, гидропривод электрогенератора, система стабилизации скорости, переменная нагрузка, переменная частота вращения вала насоса.

Введение

Современные транспортные средства (ТС) все чаще оснащаются вспомогательным оборудованием, которое требует для своей работы электропитание напряжением 220(380) В с частотой 50 Гц.

Это обусловлено ростом количества городских жителей, а соответственно, и ростом потребления и оказания различных услуг. Также необходимо обслуживать жилищно-коммунальное хозяйство, транспортную инфраструктуру, строящиеся и демонтирующиеся объекты. Отдельно можно выделить мобильные медицинские комплексы, а именно: мобильные санитарно-эпидемиологические лаборатории, мобильные флюорографические лаборатории, спецавтомобили, способные решать проблемы медицинского обслуживания в удаленных населенных пунктах.

На данный момент существуют организации, занимающиеся установкой такого дополнительного оборудования на автомобили. Зайдя на их сайты, можно увидеть перечень

автомобилей, которые они модернизируют под специальные нужды заказчика. Как правило, компании предлагают для питания этого оборудования устанавливать на автомобиль специальный бензо- или дизель-генератор, что очевидно, кроме других недостатков, снижает полезную грузоподъемность машины.

Существует также способ, заключающийся в подключении электрогенератора напрямую к валу двигателя ТС с автоматическим регулированием параметров (прежде всего частоты) генерируемого переменного тока электронными средствами. Следует отметить, что частота вращения вала двигателя ТС при его движении в транспортном цикле может меняться от оборотов холостого хода (~700 об/мин) до максимальных (до 6000 об/мин). Очевидно, что основным недостатком этого варианта является то, что для обеспечения требуемой мощности необходимо использовать существенно пере-размеренный электрогенератор, вырабатывающий нужную мощность на оборотах холостого хода двигателя ТС.

В данной статье предлагается использовать между валом двигателя и генератором гидропривод со стабилизацией скорости выходного звена [1], который, обеспечив постоянство частоты вращения вала генератора, позволит получить необходимое по условию постоянство частоты вырабатываемого им тока.

Целью исследования является разработка гидравлического регулятора, обеспечивающего на всех режимах работы привода изменение частоты вращения вала электрогенератора в допустимых пределах.

Методы и средства проведения исследований

Рассмотрим в качестве конкретного примера, где необходимо решать подобную проблему, автомобиль-рефрижератор, имеющий разработанную в центре «Интербизнеспроект» экологически чистую малогабаритную воздушную турбохолодильную установку (ВТХУ). Данная холодильная установка среднестатистически потребляет мощность электропитания, соответствующую циклограмме, представленной на рис. 1.

Максимальная мощность (8 кВт) установкой расходуется при охлаждении морозильной камеры до нужной температуры. Мощность 2,5 кВт требуется для поддержания необходимой температуры в морозильной камере. Ясно, что аналогично будет меняться и момент сопротивления вращению вала генератора (более чем в 3 раза). Данное обстоятельство должно сказываться на частоте вращения этого вала. Следовательно, отмеченное непостоянство нагрузки на валу электрогенератора является еще одним фактором (кроме непостоянства частоты вращения вала двигателя ТС), который

должен отслеживаться разрабатываемой системой стабилизации.

С учетом этих требований был разработан гидропривод, схема которого приведена на рис. 2. На данную конструкцию авторами получен патент [2].

Важной особенностью предложенной конструкции является использование в ней двухсекционного насоса, что позволяет существенно повысить энергоэффективность гидропривода.

Работа гидропривода состоит в том, что при изменении оборотов двигателя 10 изменяются и подачи секций насоса в напорную гидролинию. Если частота вращения двигателя такова, что при этом существует нехватка расхода рабочей жидкости, поступающего от основной секции 1 насоса (рис. 2, а), то поток от нее проходит через датчик расхода 6 и за обратным клапаном 5 объединяется с потоком рабочей жидкости, поступающим от второй (вспомогательной) секции 2 насоса. Разгрузочный клапан 4 при этом закрыт, так как его левая полость заперта золотником датчика расхода 6, находящегося под действием пружины, сила которой превышает усилие от возникающего перепада давления на дросселе датчика расхода. Лишний расход, поступающий от двух секций гидронасоса, сливается регулятором расхода 7 в бак 9. В гидромотор 3 через дроссель регулятора 7 поступает расход жидкости, необходимый для обеспечения требуемой частоты вращения вала генератора 11.

Если обороты вала двигателя 10 станут такими, что подача основной секции 1 насоса будет обеспечивать требуемый расход (рис. 2, б), то под действием силы от перепада давления на дросселе датчика расхода 6 его золотник,

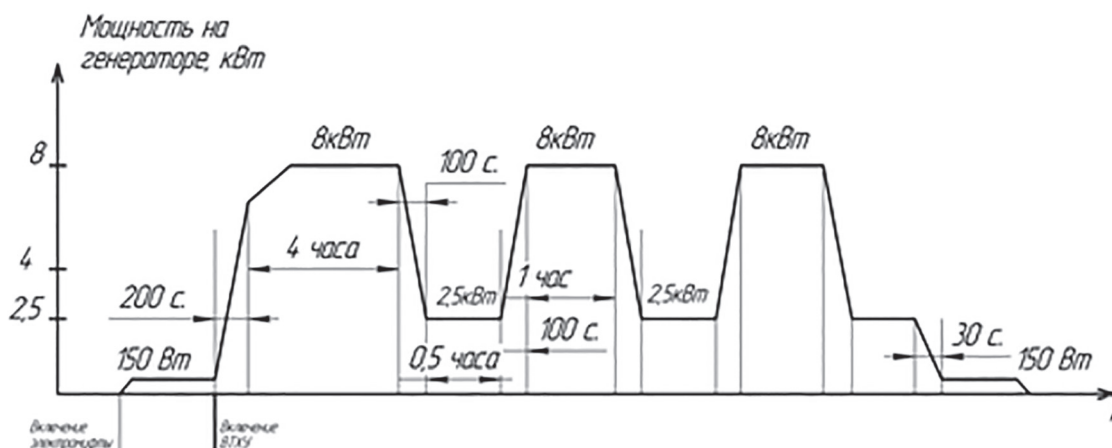


Рис. 1. Циклограмма потребления мощности холодильной установкой

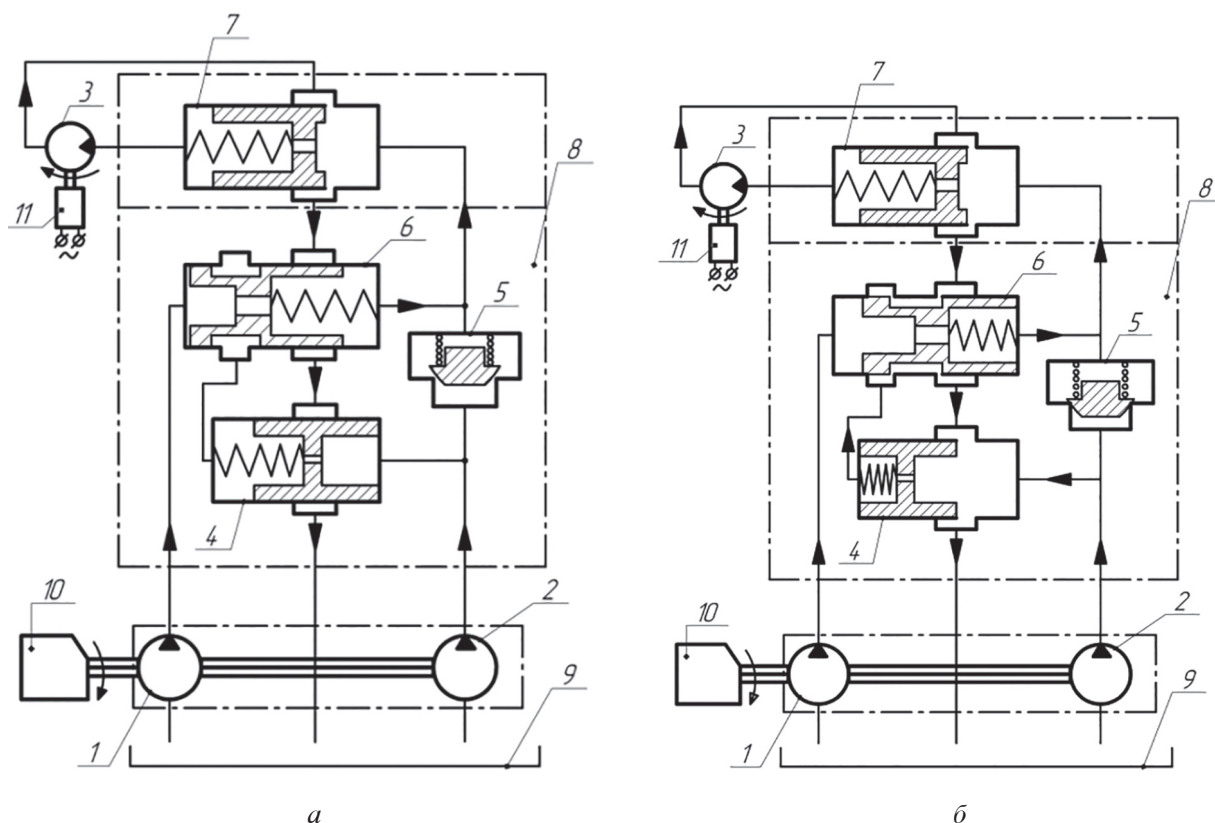


Рис. 2. Гидропривод генератора:

а – при работе от двух секций насоса; *б* – при работе от одной секции насоса; 1 и 2 – основная и вспомогательная секции двухсекционного насоса; 3 – гидромор; 4 – разгрузочный клапан; 5 – обратный клапан; 6 – датчик расхода; 7 – регулятор расхода; 8 – стабилизатор, конструктивно объединяющий в одном корпусе перечисленные выше гидроаппараты (4–7); 9 – гидробак; 10 – двигатель ТС; 11 – электрогенератор

преодолевая силу пружины, перемещается вправо, открывая слив из левой полости разгрузочного клапана 4. Разгрузочный клапан 4 перемещается влево, открывая слив жидкости, подаваемой секцией 2 насоса, в бак 9. Обратный клапан 5 при этом закрывается. Происходит так называемая разгрузка вспомогательной секции 2 насоса (давление на выходе этой секции насоса становится практически равным давлению слива). Такой режим позволяет существенно снизить мощность, потребляемую гидроприводом на высоких оборотах вала двигателя 10.

Если в дальнейшем происходит уменьшение числа оборотов вала двигателя ТС, то элементы гидропривода возвращаются обратно к положению, показанному на рис. 2, *а*.

Для количественной оценки выполнения предложенным гидроприводом его функций использовались методы квазистатического исследования.

С этой целью для него вначале по методике, изложенной в работе [3], был выполнен подбор гидромашин. Выбор проводился исходя из условий:

- частота вращения вала двигателя ТС может меняться от оборотов холостого хода (принято 750 об/мин) до максимальных, равных 4000 об/мин;

- максимальное рабочее давление в гидросистеме 16 МПа;

- генератор, приводимый гидроприводом, должен вырабатывать максимальную электрическую мощность 8 кВт в виде переменного тока с частотой 50 Гц. Было сделано допущение, что это значение частоты будет получаться при частоте вращения вала генератора 3000 об/мин.

В связи с этим, используя рекомендации, приведенные в работе [1], из каталогов [4, 5] выбрали нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор серии 310 (рабочий объем 11,6 см³/об) и двухсекционный насос НШ63Г-32УК-3, у которого рабочий объем первой секции равен 63 см³/об (вспомогательная секция), а рабочий объем второй секции (основная секция) – 32 см³/об. Отметим также, что в результате расчетов было установлено, что при использовании указанных гидромашин в рассматри-

ваемом гидроприводе отключение вспомогательной секции насоса должно происходить при частоте оборотов вала двигателя ТС, превышающей ~2200 об/мин.

Результаты исследований

На рис. 3 и 4 представлены графики, полученные в результате проведенного квазистатического исследования.

Согласно графику, приведенному на рис. 3, частота вращения вала генератора практически не меняется в пределах принятого диапазона изменения момента на валу генератора и по-

падает в 5 % допустимый диапазон отклонения частоты от принятого значения.

Аналогичный результат получился и при изменении частоты вращения вала двигателя ТС. Это можно увидеть на рис. 4, где показаны графики, характеризующие изменение оборотов вала генератора в функции изменения частоты вращения вала двигателя. Из графиков видно, что во всем возможном диапазоне изменения оборотов вала двигателя частота вращения вала генератора находится в допустимом диапазоне отклонений частоты от принятого значения.

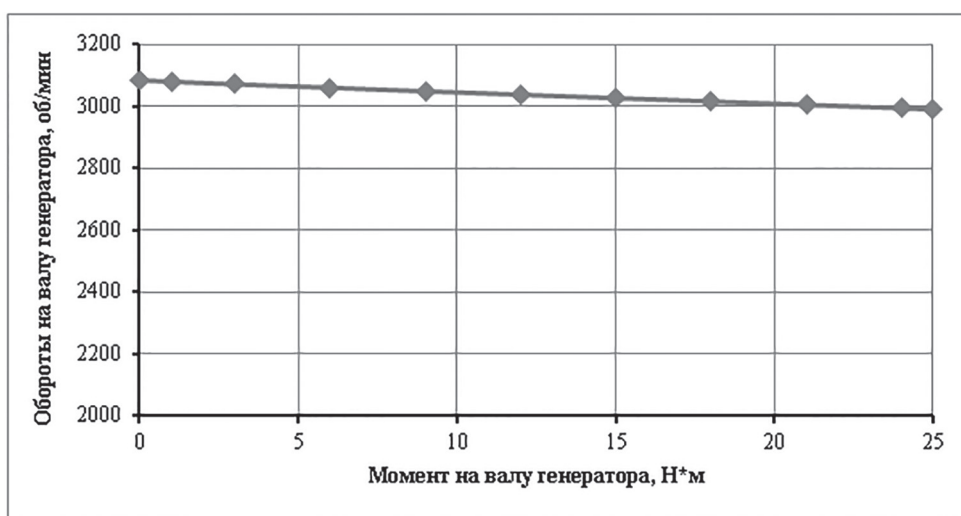


Рис. 3. Зависимость частоты вращения вала генератора от нагрузки на этом валу при постоянных оборотах двигателя ТС

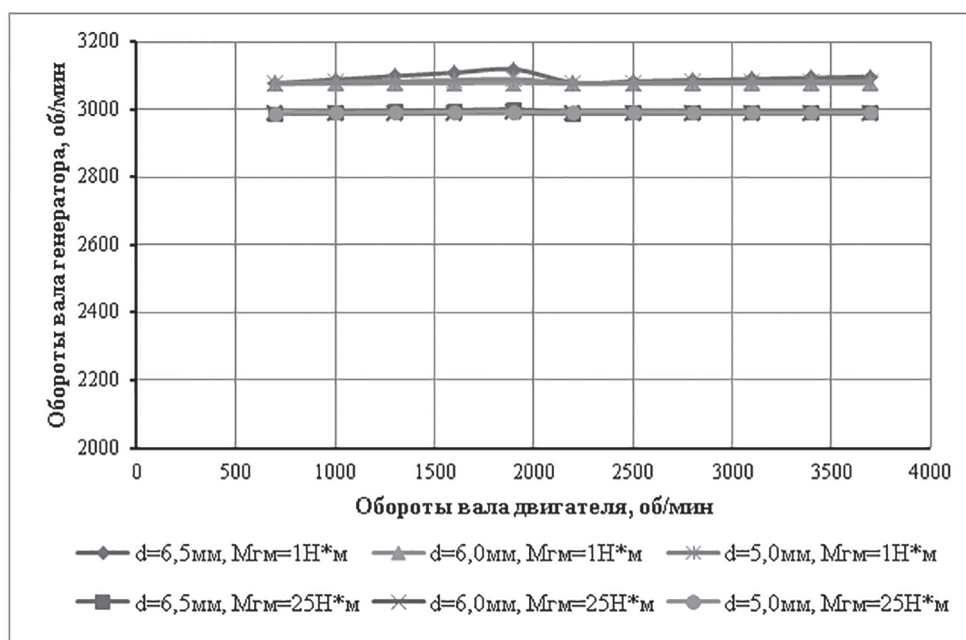


Рис. 4. Зависимость частоты вращения вала генератора от частоты вращения вала двигателя ТС

На рис. 4 также показано влияние диаметра проходного сечения дросселя регулятора расхода 7 (см. рис. 2) на точность стабилизации частоты вращения вала генератора. Мы видим, что точность регулирования увеличивается при уменьшении диаметра проходного сечения дросселя, но очевидно, что при этом будут увеличиваться потери энергии на стабилизацию, а следовательно, уменьшаться КПД гидропривода.

Окончательное решение по выбору величины диаметра проходного сечения этого дросселя, а также по другим конструктивным параметрам предлагаемого стабилизатора 8 (см. рис. 2) будут приниматься по результатам планируемого математического моделирования работы предложенного гидропривода.

Заключение

По результатам проведенных теоретических исследований можно сделать вывод о том, что предложенная конструктивная схема гидропривода генератора обеспечивает необходимую по условию точность стабилизации частоты вращения вала генератора как при изменении нагрузки на этом валу, так и при изменении частоты вращения вала двигателя ТС в рассмотренных диапазонах. При этом такой гидропривод будет иметь относительно не высокую стоимость по сравнению с той, которая будет при использовании в подобном гидроприводе регулируемых гидромашин.

Таким образом, предложенные конструктивные решения актуальны, имеют научную новизну и практическую ценность в области транспортного машиностроения.

Литература

1. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропневмопривод. М., Инфра-М, 2017. 446 с. www.dx.doi.org/10.12737/21024
2. Лепешкин А.В., Медведев А.С., Михайлин А.А. Гидропривод вспомогательных агрегатов двигателя внутреннего сгорания, преимущественно электрогенераторов. Патент РФ на полезную модель № 178329 от 20.04.2017.
3. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Медведев А.С. Объемный гидропривод дополнительного генератора, устанавливаемого на транспортном средстве // Сборник «Современные тенденции развития науки и технологий». По материалам XIV Международной научно-практической конференции. Белгород, АПНИ, 2016. № 5–3. С. 99–104. ISBN: 2413-0869.
4. http://www.artr.ru/Gidravlik/Gidravlik_pumps/nsh/gear_sh_2nsh.htm
5. http://www.psm-hydraulics.ru/catalog/gidromotory/nereguliruemye_motory
1. A.V. Lepeshkin, A.A. Mihajlin, A.A. Shejpak, *Gidravlika i gidropnevmoпривод. Gidravlicheskie mashiny i gidropnevmoпривод* [Hydraulics and hydropneumatic drive. Hydraulic machines and hydropneumatic drive] (Moscow, Infra-M Publ., 2017. 446 p.). www.dx.doi.org/10.12737/21024
2. A.V. Lepeshkin, A.S. Medvedev, A.A. Mihajlin, *Hydraulic drive of auxiliary units of internal combustion engine, mainly electric generators*. RF patent for useful model No. 178329 from 20.04.2017.
3. A.V. Lepeshkin, A.A. Mihajlin, A.S. Medvedev, *Hydrostatic drive of the additional generator installed on the vehicle. Sbornik «Sovremennye tendencii razvitiya nauki i tekhnologij». Materialy XIV Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii*. Belgorod, APNI, 2016. No 5–3, pp. 99–104 (in Russ.). ISBN: 2413-0869.
4. http://www.psm-hydraulics.ru/catalog/gidromotory/nereguliruemye_motory
5. http://www.artr.ru/Gidravlik/Gidravlik_pumps/nsh/gear_sh_2nsh.htm

VOLUMETRIC HYDRAULIC GENERATOR ON A VEHICLE WITH ROTATIONAL RATE STABILIZATION

PhD in Engineering **A.V. Lepeshkin, A.S. Medvedev**, PhD in Engineering **A.A. Mihajlin**

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

lep@mami.ru

The paper proposes the construction of a volumetric hydraulic drive of an additional electric generator for a vehicle, which, by the nature of its use, should provide stable electrical power to consumers with standard parameters (voltage 220(380) V, frequency 50 Hz). To solve this problem a variant of a hydraulic regulator for a hydraulic actuator connected to the motor shaft of the vehicle is proposed. It automatically stabilizes the rotation speed of the hydraulic motor shaft, and hence the generator shaft connected to it. Moreover, the frequency of the current reduced by the generator is also stable. During the preparation to the research, which results are presented in the paper, a selection of hydraulic machines for the proposed hydraulic drive with a calculated maximum power of generated current of 8 kW, as well as a quasistatic analysis of its operation were made. As a result of this analysis, the efficiency of the proposed design in the considered range of conditions was proved. In this case, the estimated error of stabilization of the generator shaft speed did not exceed the permissible level (less than 3 %).

Keywords: vehicle, hydraulic generator, speed stabilization system, variable load, variable pump shaft rotational rate.

НАГРУЗОЧНЫЕ РЕЖИМЫ ДИЗЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА РАЗЛИЧНЫХ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

д.т.н. Лиханов В.А., к.т.н. Лопатин О.П.

Вятская государственная сельскохозяйственная академия, Киров, Россия

nirs_vsaa@mail.ru

Опыт решения мировых экологических проблем от использования дизельных двигателей позволил выработать многочисленные пути их решения, в т.ч. и перевод для работы на альтернативных топливах. В работе представлены исследования нагрузочных режимов мощностных и экономических показателей высокооборотных дизельных двигателей малой размерности, работающих на различных альтернативных топливах. На основании проведенных лабораторно-стендовых исследований рабочих процессов дизелей установлена возможность улучшения их эффективных показателей, экономии нефтяного дизельного топлива путем применения таких альтернативных топлив как газомоторное, метано-топливная эмульсия (МТЭ), этано-топливная эмульсия (ЭТЭ), метанол и метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ). По результатам проведенных лабораторно-стендовых исследований нагрузочных рабочих процессов дизелей, работающих на газомоторном топливе, спирто-топливных эмульсиях, метаноле и МЭРМ, получены важные сведения о часовом и удельном расходе топлива, расходе воздуха, коэффициентах наполнения и избытка воздуха, эффективного коэффициента полезного действия (КПД) и мощности, температуры отработавших газов (ОГ). При этом установлены зависимости влияния режимов работы дизелей на характеристики мощностных и экономических показателей и определены их числовые значения. Представленные исследования мощностных и экономических показателей высокооборотных дизельных двигателей малой размерности наглядно демонстрируют возможность применения газомоторного и спиртосодержащих топлив в качестве альтернативного не только для улучшения мощностных и экономических показателей, но и для снижения токсичности и дымности ОГ, поскольку использование газомоторного топлива почти всегда приводит к снижению дымности ОГ, а спирт со своей более простой структурой и незначительными размерами молекул является одним из определяющих факторов более чистого сгорания топлива.

Ключевые слова: дизель, газомоторное топливо, метанол, этанол, эмульсия, метиловый эфир, рапсовое масло, мощность, экономичность.

Введение

Производство дизелей – одно из приоритетных направлений в машиностроении, поскольку оно обеспечивает решение целого ряда проблем: научно-технических, экономических, экологических, оборонных и других. Поскольку характеристики дизеля являются определяющими показателями эксплуатационных, энергетических, экономических, экологических и массогабаритных свойств эксплуатируемой техники, то дизель еще долгое время будет оставаться востребованной энергетической установкой [1–3].

Опыт решения мировых экологических проблем от использования дизельных двигателей позволил выработать многочисленные пути их решения, в т.ч. и перевод для работы на альтернативных топливах. Кроме того, постепенное ужесточение законодательных норм по ограничению эмиссии токсичных компонен-

тов ОГ дизелей, а также ограниченные запасы природных топливных ресурсов способствуют активизации поиска новых альтернативных топлив и совершенствования топливных систем для правильной организации процесса сгорания этих топлив в дизелях. При этом все более массовое применение находят как газомоторные топлива, так и альтернативные биотоплива, основанные на спиртах (метиловом, этиловом) и растительных маслах (рапсовом, подсолнечном, соевом, арахисовом, пальмовом), а также их производные [4–6].

Целью работы является исследование эффективных показателей высокооборотных дизельных двигателей малой размерности, работающих на различных альтернативных топливах, установление зависимостей влияния их нагрузочных режимов работы на мощностные и экономические характеристики и определение их числовых значений.

Методы и средства проведения исследований

Для выполнения поставленной цели в Вятской государственной сельскохозяйственной академии на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проведены исследования мощностных и экономических показателей высокооборотных дизелей малой размерности Д-240 (4Ч 11,0/12,5) для работы на газомоторном топливе (80 % природный газ, 20 % дизельное топливо), МТЭ и ЭТЭ; Д-245.12С (4ЧН 11,0/12,5) с турбонаддувом, Д-245.7 (4ЧН 11,0/12,5) с охлаждением наддувочного воздуха для работы на газомоторном топливе; Д-21А1 (2Ч 10,5/12,0) для работы на метаноле и МЭРМ [7–9].

Результаты исследований и их обсуждение

На рис. 1 представлены нагрузочные характеристики эффективных показателей дизеля, работающего на газомоторном топливе.

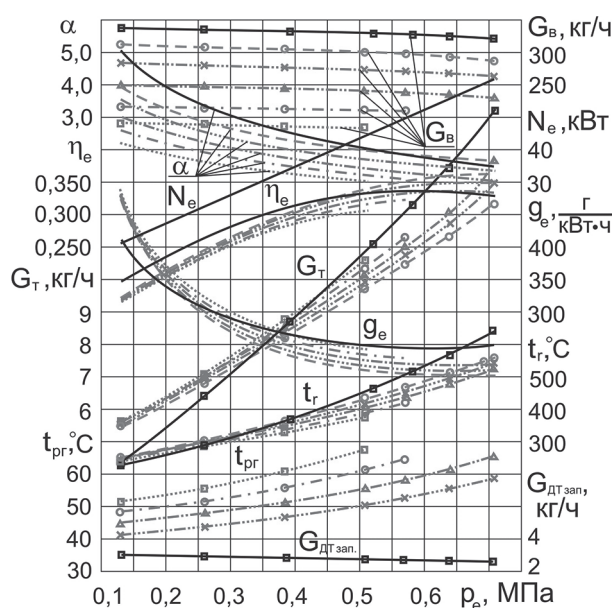


Рис. 1. Нагрузочные характеристики мощностных и экономических показателей работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 ($\Theta_{впр} = 23^\circ$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$):

— дизельное топливо; — — — газомоторное топливо; газомоторное топливо с EGR 10 %; газомоторное топливо с EGR 20 %; - - - газомоторное топливо с EGR 30 %; газомоторное топливо с EGR 40 %

Применение в дизеле газомоторного топлива приводит к увеличению содержания в ОГ оксидов азота [7], поэтому для устранения этого

недостатка дополнительно к газомоторному топливу в исследуемом дизеле была применена рециркуляция отработавших газов (EGR). Применение в дизеле газомоторного топлива и EGR при сохранении значений эффективной мощности N_e приводит к снижению часового расхода воздуха G_v и коэффициента избытка воздуха α , расходов топлива на максимальных и средних нагрузках часового G_t и удельного эффективного g_e , а также температуры ОГ t_r . Температура рециркулируемых газов t_{pr} увеличивается с увеличением степени рециркуляции и при степени рециркуляции 40 % не превышает 68° . На максимальных нагрузках ($p_e > 0,5 \text{ МПа}$) отмечается рост эффективного КПД η_e . Очевидно, что замещение дизельного топлива высокооктановым топливом (у природного газа октановое число 108) снижает склонность к самовоспламенению, но после воспламенения запальной порции дизельного топлива G_{dt_zap} скорость горения газомоторного топлива выше, что и предопределяет рост эффективного КПД η_e .

На рис. 2 представлены нагрузочные характеристики эффективных показателей дизеля с турбонаддувом, работающего на газомоторном топливе.

В процессе изучения влияния газомоторного топлива на мощностные и экономические показатели дизеля с наддувом хорошо видно, что применение газомоторного топлива приводит к снижению часового расхода воздуха G_v , коэффициента наполнения η_v , коэффициента избытка воздуха α , часового расхода топлива G_t на средних и максимальных нагрузках. Давление наддува, создаваемое турбокомпрессором, ниже дизельного процесса при средних и максимальных нагрузках ($p_e > 0,3 \text{ МПа}$). При этом отмечено повышение температур ОГ t_r и наддувочного воздуха t_k . Удельный эффективный расход топлива g_e на режимах малых нагрузок выше дизельного процесса, а при увеличении нагрузки ($p_e > 0,7 \text{ МПа}$) снижается по отношению к дизельному процессу. Соответственно, эффективный КПД η_e , определяющий степень использования теплоты, при работе на газомоторном топливе при нагрузке $p_e > 0,7 \text{ МПа}$ превышает значения дизельного процесса.

На рис. 3 представлены нагрузочные характеристики эффективных показателей дизеля с охлаждением наддувочного воздуха, работающего на газомоторном топливе.

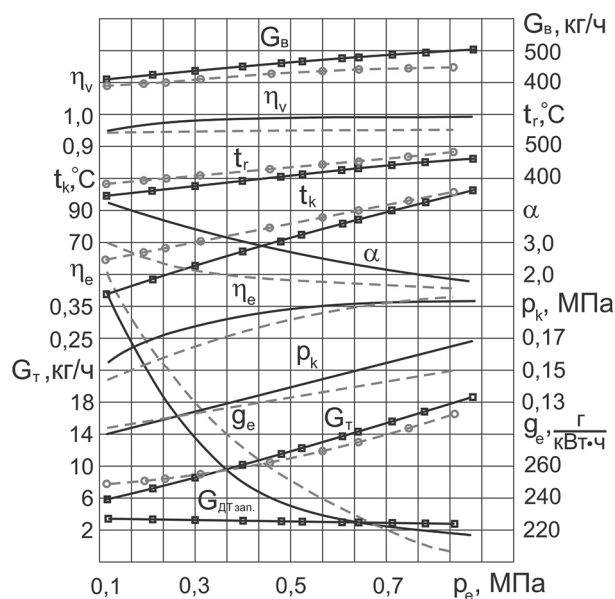


Рис. 2. Нагрузочные характеристики мощных и экономических показателей работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с турбонаддувом ($\Theta_{впр} = 11^\circ$, $n = 2400$ мин $^{-1}$):
 — — — — — дизельное топливо;
 — — — — — газомоторное топливо

Сравнивая работу дизеля с охлаждением наддувочного воздуха на дизельном и газомоторном топливах, можно отметить сохранение мощностных показателей дизеля при переходе на газомоторное топливо. При этом значение эффективной мощности N_e при $p_e = 0,13$ МПа составляет 12 кВт и линейно увеличивается до 90 кВт при $p_e = 0,95$ МПа. Часовой расход топлива G_T в области больших нагрузок ($p_e > 0,77$ МПа) при работе дизеля на газомоторном топливе меньше, чем при работе на дизельном топливе, а при малой и средней нагрузке значения G_T превышают дизельный процесс. Расход запального дизельного топлива при работе на газомоторном топливе составляет 3,6 кг/ч, что соответствует 17 % от расхода топлива при работе по дизельному процессу. Так, при $p_e = 0,95$ МПа экономия дизельного топлива при переходе на газомоторное составляет 83 %.

Значения удельного расхода g_e при работе на газомоторном топливе в области больших нагрузок ниже дизельного процесса, а при малой и средней нагрузке удельный расход топлива уже превышает дизельный процесс. Так, при $p_e = 0,30$ МПа при переходе на газомоторное топливо g_e повышается с 328 до 430 г/(кВт·ч) или на 31,1 %, а при $p_e = 0,95$ МПа снижается с 227 до 208 г/(кВт·ч) или на 8,4 %. Значения эффективного КПД η_e

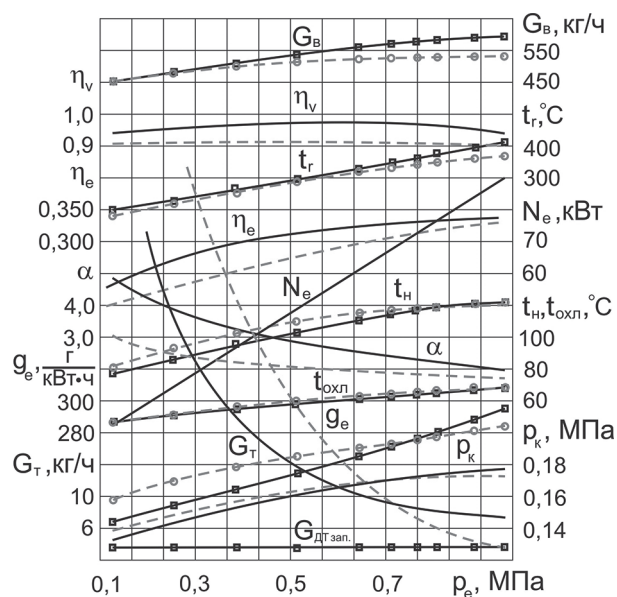


Рис. 3. Нагрузочные характеристики мощных и экономических показателей работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с охлаждением наддувочного воздуха ($n = 2400$ мин $^{-1}$):
 — — — — — дизельное топливо ($\Theta_{впр} = 9^\circ$);
 — — — — — газомоторное топливо ($\Theta_{впр} = 7^\circ$)

при работе на газомоторном топливе меньше дизельного процесса во всем диапазоне исследования нагрузки. Это связано с тем, что часть воздуха на впуске замещается природным газом. Таким же образом подача природного газа влияет и на коэффициент наполнения η_v и коэффициент избытка воздуха α . При переходе на газомоторное топливо снижаются и значения температуры ОГ, что, в свою очередь, свидетельствует об уменьшении давления и скорости в выпускном трубопроводе и, соответственно, влияет на степень увеличения частоты вращения ротора турбокомпрессора. Поэтому давление наддува p_k и температура на выходе из турбокомпрессора t_n при работе на газомоторном топливе также снижаются.

На рис. 4 и 5 представлены нагрузочные характеристики эффективных показателей дизеля, работающего на спирто-топливных эмульсиях.

Анализируя эффективные параметры работы дизеля на спирто-топливных эмульсиях, следует отметить, что происходит сохранение мощностных показателей и соответствие их значениям дизельного процесса, при этом увеличивается часовой расход топлива G_T и удельный эффективный расход топлива g_e . Так, например, при переходе с дизельного процесса на МТЭ при минимальной нагрузке ($p_e = 0,13$ МПа) G_T повышается в 2,0 раза,

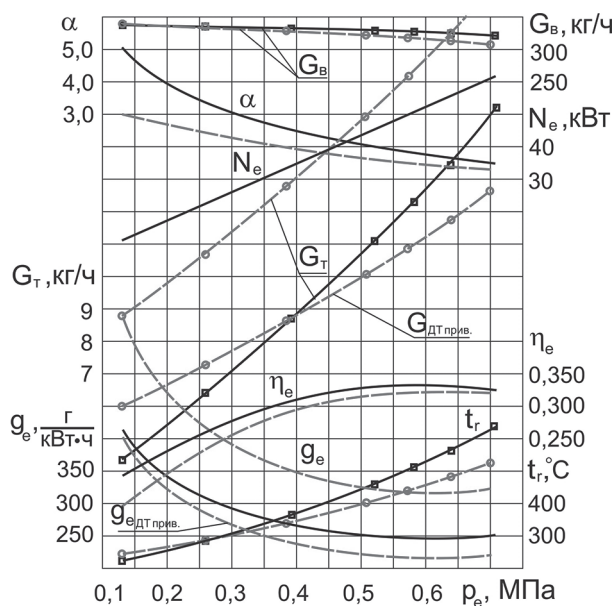


Рис. 4. Нагрузочные характеристики мощностных и экономических показателей работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$):

— дизельное топливо;
— — МТЭ

а при нагрузке, равной 0,70 МПа, на 21,2 % (рис. 4). Величина часового расхода дизельного топлива в составе спирто-топливной эмульсии $G_{\text{дтприв}}$ при малых нагрузках растет по отношению к дизельному процессу, а при средних и максимальных — снижается. Величина же удельного эффективного расхода топлива

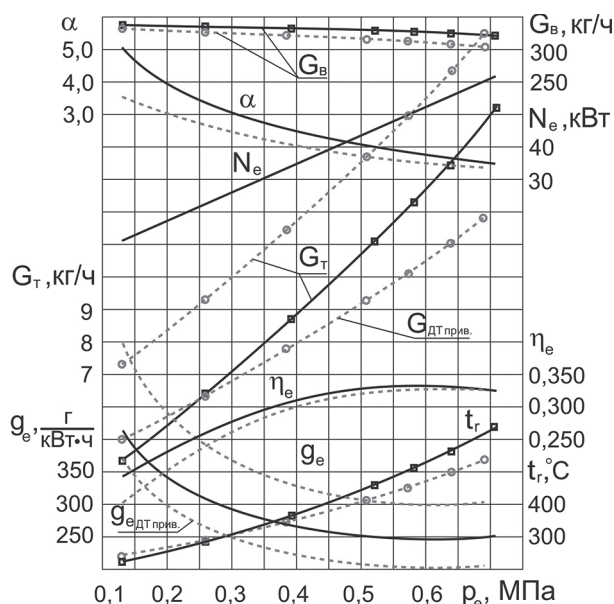


Рис. 5. Нагрузочные характеристики мощностных и экономических показателей работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$):

— дизельное топливо;
— — ЭТЭ

в составе спирто-топливной эмульсии $g_{\text{с дтприв}}$ ниже дизельного процесса во всем диапазоне исследования нагрузки. Применение спирто-топливных эмульсий приводит к снижению часового расхода воздуха $G_{\text{в}}$, коэффициента избытка воздуха α , эффективного коэффициента полезного действия $\eta_{\text{е}}$ и температуры ОГ $t_{\text{г}}$.

На рис. 6 представлены нагрузочные характеристики эффективных показателей дизеля, работающего на метаноле и МЭРМ.

При рассмотрении значений мощностных и экономических показателей дизеля (рис. 6) необходимо выделить увеличение суммарного расхода метанола и метилового эфира в сравнении с расходом дизельного топлива на всем диапазоне изменения нагрузки. При этом на нагрузке, соответствующей минимальному среднему эффективному давлению ($p_{\text{с}} = 0,12 \text{ МПа}$), суммарный расход составляет 5,1 кг/ч, а расход дизельного топлива — 1,6 кг/ч. При увеличении нагрузки до номинальной ($p_{\text{с}} = 0,59 \text{ МПа}$) суммарный расход метилового спирта и МЭРМ также выше и составляет 9,1 кг/ч, а на дизельном процессе при той же нагрузке равен 4,9 кг/ч. Необходимо отметить, что наблюдаемое увеличение суммарного расхода при работе на указанных альтернативных топливах обусловлено меньшей низшей теплотой сгорания метилового спирта и МЭРМ по сравнению с дизельным топливом.

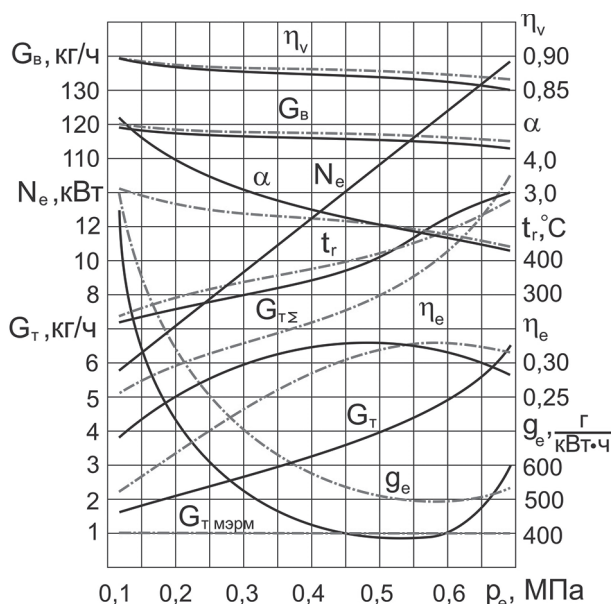


Рис. 6. Нагрузочные характеристики мощностных и экономических показателей работы дизеля 2Ч 10,5/12,0 ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$):

— дизельное топливо ($\Theta_{\text{впр}} = 30^\circ$);
— — метанол и МЭРМ ($\Theta_{\text{впр}} = 34^\circ$)

Суммарный удельный эффективный расход топлива g_e при работе двигателя на метаноле и МЭРМ также выше, чем расход дизельного топлива. Так, при работе на метаноле и МЭРМ при $p_e = 0,12$ и $0,59$ МПа g_e равняется 1409 и 490 г/(кВт·ч) соответственно, а на дизельном процессе при этих же значениях нагрузки величина g_e составляет 447 и 263 г/(кВт·ч).

Также можно заметить отличия при работе на метаноле и МЭРМ по отношению к дизельному процессу, характеризующиеся смещением максимума эффективного КПД η_e вправо, в сторону высоких нагрузок, ростом температуры ОГ на малых нагрузках и снижением на максимальных, увеличением часового расхода топлива G_b и коэффициента наполнения η_v , снижением коэффициента избытка воздуха

на малых и средних нагрузках и небольшой рост на максимальных.

Выводы

По результатам проведенных лабораторно-стендовых исследований нагрузочных рабочих процессов высокооборотных дизелей малой размерности, работающих на газомоторном топливе, спирто-топливных эмульсиях, метаноле и МЭРМ получены важные сведения о часовом и удельном расходе топлива, расходе воздуха, коэффициентах наполнения и избытка воздуха, эффективного КПД и мощности, температуры ОГ. При этом установлены зависимости влияния режимов работы дизелей на характеристики мощностных и экономических показателей и определены их числовые значения, указанные в таблицах 1–4.

Таблица 1

Результаты исследований мощностных и экономических показателей дизеля 4Ч 11,0/12,5
($\Theta_{впр} = 23^\circ$, $n = 2200$ мин⁻¹, $p_e = 0,64$ МПа)

Топливо	Показатели				
	N_e , кВт	g_e , г/(кВт·ч)	$g_{eДТ прив.}$, г/(кВт·ч)	G_T , кг/ч	$g_{ДТ прив.}$, кг/ч
Дизельное	55,2	243	–	13,4	–
Газомоторное	55,2 (соответствует дизельному топливу)	207 (снижение на 14,8 %)	–	11,4 (снижение на 14,9 %)	–
Газомоторное с РОГ 10 %	55,2 (соответствует дизельному топливу)	212 (снижение на 12,8 %)	–	11,7 (снижение на 12,7 %)	–
Газомоторное с РОГ 20 %	55,2 (соответствует дизельному топливу)	218 (снижение на 10,3 %)	–	12,0 (снижение на 10,5 %)	–
МТЭ	55,4 (увеличение на 0,4 %)	316 (увеличение на 30,0 %)	213 (снижение на 12,3 %)	17,5 (увеличение на 30,6 %)	11,8 (снижение на 11,9 %)
ЭТЭ	55,0 (снижение на 0,4 %)	297 (увеличение на 22,2 %)	200 (снижение на 17,7 %)	16,3 (увеличение на 21,6 %)	11,0 (снижение на 17,9 %)

Таблица 2

Результаты исследований мощностных и экономических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5
с турбонаддувом ($\Theta_{впр} = 11^\circ$, $n = 2400$ мин⁻¹, $p_e = 0,84$ МПа)

Топливо	Показатели		
	N_e , кВт	g_e , г/(кВт·ч)	G_T , кг/ч
Дизельное	78,7	218	18,6
Газомоторное	78,7 (соответствует дизельному топливу)	208 (снижение на 4,6 %)	16,8 (снижение на 9,7 %)

Таблица 3

Результаты исследований мощностных и экономических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5
с охлаждением наддувочного воздуха ($n = 2400$ мин⁻¹, $p_e = 0,95$ МПа)

Топливо	Показатели		
	N_e , кВт	g_e , г/(кВт·ч)	G_T , кг/ч
Дизельное	90,0	227	21,0
Газомоторное	90,0 (соответствует дизельному топливу)	208 (снижение на 8,4 %)	18,8 (снижение на 10,5 %)

Таблица 4

**Результаты исследований мощностных и экономических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0
($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,59 \text{ МПа}$)**

Топливо	Показатели		
	N_e , кВт	g_e , г/(кВт·ч)	G_T , кг/ч
Дизельное	18,4	263	4,9
Метанол и МЭРМ	18,4 (соответствует дизельному топливу)	490 (увеличение на 46,3 %)	9,1 (увеличение на 46,2 %)

Литература

1. Mwangi J.K., Lee W.J., Chang Y.C. An Overview: Energy Saving and Pollution Reduction by Using Green Fuel Blends in Diesel Engines // *Applied Energy*. 2015. V. 159. P. 214–236.
2. Arent D.J., Wise A., Gelman R. The status and prospects of renewable energy for combating global warming // *Energy Economics*. 2011. V. 33. Issue 4. July. P. 584–593.
3. Torres-Jimenez E., Jerman M.S., Gregorc A. Physical and Chemical Properties of Ethanol-Diesel Fuel Blends // *Fuel*. 2011. V. 90. № 2. P. 795–802.
4. Sanli H., Canakci M., Alptekin E. Effects of Waste Frying Oil Based Methyl and Ethyl Ester Biodiesel Fuels on the Performance, Combustion and Emission Characteristics of a di Diesel Engine // *Fuel*. 2015. V. 159. P. 179–187.
5. Titak W., Szwaja S., Lukacs K. Alcohol-Diesel Fuel Combustion in the Compression Ignition Engine // *Fuel*. 2015. V. 154. P. 196–206.
6. Kopeika A.K., Golovko V.V., Zolotko A.N. Influence of Biofuel Additions on the Ignition Delay of Single Diesel Fuel Drops // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2015. V. 88. № 4. P. 948–957.
7. Лиханов В.А., Лопатин О.П. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива // *Двигателестроение*. 2018. № 4 (274). С. 13–17.
8. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V. 13. № 3. P. 1703–1709.
9. Лиханов В.А., Лопатин О.П. Сгорание и тепловыделение в дизеле, работающем на смесевом спиртовом топливе // *Двигателестроение*. 2019. № 2. С. 26–31.

References

1. Mwangi J.K., Lee W.J., Chang Y.C. An Overview: Energy Saving and Pollution Reduction by Using Green Fuel Blends in Diesel Engines // *Applied Energy*. 2015. V. 159. P. 214–236.
2. Arent D.J., Wise A., Gelman R. The status and prospects of renewable energy for combating global warming // *Energy Economics*. 2011. V. 33. Issue 4. July. P. 584–593.
3. Torres-Jimenez E., Jerman M.S., Gregorc A. Physical and Chemical Properties of Ethanol-Diesel Fuel Blends // *Fuel*. 2011. V. 90. № 2. P. 795–802.
4. Sanli H., Canakci M., Alptekin E. Effects of Waste Frying Oil Based Methyl and Ethyl Ester Biodiesel Fuels on the Performance, Combustion and Emission Characteristics of a di Diesel Engine // *Fuel*. 2015. V. 159. P. 179–187.
5. Titak W., Szwaja S., Lukacs K. Alcohol-Diesel Fuel Combustion in the Compression Ignition Engine // *Fuel*. 2015. V. 154. P. 196–206.
6. Kopeika A.K., Golovko V.V., Zolotko A.N. Influence of Biofuel Additions on the Ignition Delay of Single Diesel Fuel Drops // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2015. V. 88. № 4. P. 948–957.
7. Lihanov V.A., Lopatin O.P. Uluchshenie ekologicheskikh pokazatelej dizel'nykh dvigatelej primeneniem biotopliva // *Dvigatelistroenie*. 2018. № 4(274), pp. 13–17.
8. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V. 13. № 3. P. 1703–1709.
9. Lihanov V.A., Lopatin O.P. Sgoranie i teplovydelenie v dizele, rabotayushchem na smesevom spirtovom toplive // *Dvigatelistroenie*. 2019. № 2, pp. 26–31.

LOADING MODES OF DIESEL ENGINES OPERATING ON VARIOUS ALTERNATIVE FUELS

DSc in Engineering **V.A. Lihanov**, PhD in Engineering **O.P. Lopatin**

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

nirs_vsaa@mail.ru

The experience of solving the world's environmental problems from the use of diesel engines has allowed us to develop numerous ways to solve them, including the transfer to work on alternative fuels. The paper presents studies of load conditions of power and economic indicators of high-speed diesel engines of small dimension, operating on various alternative fuels. On the basis of laboratory and bench researches of working processes of diesels possibility of improvement of their effective indicators, economy of oil diesel fuel by application of such alternative fuels as gas-engine, methanol-fuel emulsion, ethanol-fuel emulsion, methanol and methyl ether of rapeseed oil is established. According to the results of laboratory and bench studies of load working processes of diesel engines running on gas motor fuel, alcohol-fuel emulsions, methanol and methyl ether of rapeseed oil, important information about the hourly and specific fuel consumption, air consumption, filling and excess air coefficients, effective efficiency and power, exhaust gas temperature was obtained. At the same time, the dependences of the influence of the modes of operation of diesel engines on the characteristics of power and economic indicators are established and their numerical values are determined.

The presented studies of power and economic indicators of high-speed diesel engines of small dimension clearly demonstrate the possibility of using gas-engine and alcohol-containing fuels as an alternative not only to improve the power and economy indicators, but also to reduce the toxicity and smoke of exhaust gases, since the use of gas-engine fuel almost always leads to a decrease in the smoke of exhaust gases, and alcohol with its simpler structure and small size of molecules is one of the determining factors of more pure combustion of fuel.

Keywords: diesel, gas engine fuel, methanol, ethanol, emulsion, methyl ether, rapeseed oil, power, efficiency.

ПРИМЕНЕНИЕ РАСЧЕТНОГО МЕТОДА ДЛЯ ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН

К.Т.Н. Овсянников В.Е., К.Т.Н. Шпитко Г.Н.

Курганский государственный университет

vik9800@mail.ru

Эффективность эксплуатации строительно-дорожных машин определяется в первую очередь уровнем их надежности, который закладывается при проектировании изделия, обеспечивается при изготовлении, проявляется и поддерживается в эксплуатации. Большинство машин (85–90 %) выходит из строя по причине износа деталей. Расходы на ремонт машин, оборудования и транспортных средств в нашей стране составляют десятки миллиардов рублей в год, поэтому повышение эксплуатационных характеристик узлов машин (в том числе и строительно-дорожных) является актуальной проблемой. При этом одним из наиболее проблемных моментов являются ошибки именно на стадии конструирования, т.к. они труднее всего устраняются. Целью работы является исследование применимости расчетного метода оценки работоспособности деталей тормозных систем с упрочненным слоем. В работе рассматривается использование в конструкции ленточных тормозов накладок из серого чугуна, который подвергнут термодиффузионному поверхностному легированию. Данный вид упрочнения позволяет получить на поверхности слой более 1 мм толщиной с твердостью, равной твердости закаленного высокопрочного чугуна. При этом твердость по толщине слоя возрастает, что дает дополнительные преимущества в эксплуатации. Так как твердость по толщине слоя распределена неравномерно, расчет проводился послойно. В результате было установлено, что сопротивление износу элементов ленточного тормоза из упрочненного чугуна превышает износостойкость аналогичных деталей из стали на 20 %. Сравнение результатов расчетов и экспериментальных данных показало, что погрешность не превышает 5 %. Таким образом, рассмотренный в работе метод расчета можно применять при решении задач проектирования узлов трения, содержащих детали с упрочненным слоем.

Ключевые слова: строительно-дорожные машины, тормоза, лента, долговечность, упрочнение, расчет.

Введение

Эффективность эксплуатации строительно-дорожных машин определяется в первую очередь уровнем их надежности, который закладывается при проектировании изделия, обеспечивается при изготовлении, проявляется и поддерживается в эксплуатации. Большинство машин (85–90%) выходит из строя по причине износа деталей. Расходы на ремонт машин, оборудования и транспортных средств в нашей стране составляют десятки миллиардов рублей в год, поэтому повышение эксплуатационных характеристик узлов машин (в том числе и строительно-дорожных) является актуальной проблемой. При этом одним из наиболее проблемных моментов являются ошибки именно на стадии конструирования, так как они труднее всего устраняются.

Ленточные тормоза довольно широко используются в конструкциях строительно-дорожных машин. Данные системы входят

в состав базовых тракторов, например, ДТ-75М, Т-130М, Т-150, Т-150К и др., которые являются тяговыми машинами для бульдозеров, скреперов, грейдеров и другой техники. Помимо этого ленточные тормоза применяются в навесном оборудовании, например, лебедках и т.д. Одним из главных элементов ленточного тормоза, который реализует его служебное назначение, является пара трения – тормозной шкив/лента. Лента имеет фрикционные накладки, которые изготавливаются из различных материалов, в том числе из чугуна.

Чаще всего для изготовления накладок используется высокопрочный чугун, легированный различными элементами (чаще всего молибденом или хромом). Среди недостатков, которые имеет данное решение можно выделить:

- возможно возникновение отбеливания чугуна, особенно в период приработки пары трения и формирования оптимальной поверхности трения;

– условия работы узла сопровождаются динамическими нагрузками, что вызывает повышенную вероятность образования трещин из-за того, что чугун обладает сравнительно низкой ударной вязкостью. Следует отметить, что трещины в поверхности являются достаточно распространенным эксплуатационным дефектом.

Помимо указанных выше недостатков, высокопрочный чугун – достаточно дорогой материал. В качестве варианта возможно использование более дешевого серого чугуна, однако его твердость недостаточна, а применяемые способы упрочнения [1–12] в рассматриваемом случае малоэффективны.

Разработана технология упрочнения серого чугуна, основанная на поверхностном легировании посредством нагрева серого чугуна в контакте с оксидами хрома, молибдена и т.д. [20]. А также предложена конструкция тормозной ленты, основанная на использовании указанного выше способа [19].

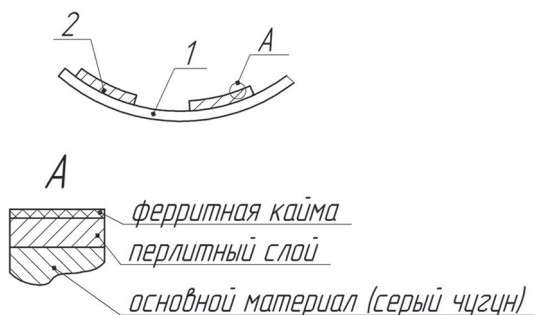


Рис. 1. Тормозная лента

Тормозная лента, включает накладки, изготовленные из феррито-перлитного серого чугуна, при этом, на поверхности сформирован упрочненный слой толщиной до 3 мм с перлитной структурой и включениями графита и ферритную кайму, находящуюся на поверхности сплава. Слой чистого феррита позволяет более эффективно реализовать приработку и формирование оптимальных параметров поверхности трения. Перлитная структура дает возможность повысить ударную вязкость, а включения графита обеспечивают сопротивление износу. В работах [14, 20] установлено, что твердость упрочненного слоя по толщине возрастает, что указывает при этом на иную картину износа. Следует отметить, что для изучения особенностей изнашивания рассматриваемых пар трения требуется проводить достаточно большой объем трудоемких испытаний (т.к. необходимо добиться износа всего упрочненного

слоя). Поэтому целесообразно рассмотреть возможность использования расчетных методик определения интенсивности изнашивания.

Целью работы является исследование применимости расчетного метода оценки работоспособности деталей тормозных систем с упрочненным слоем.

Методы и материалы

В качестве модели используется расчетная зависимость определения интенсивности изнашивания пары трения [15–18].

Величину интенсивности изнашивания можно определить следующим образом [15]:

$$I_h = 0,24 \cdot 0,5^{ty-\frac{5}{4}} \cdot 15^{\frac{2ty}{5}} \cdot \alpha \cdot Ktv \cdot p \cdot E^{\frac{ty}{5}-1} \times \times \tau_0^{\frac{5ty}{12}} \cdot \alpha_G^{\frac{ty}{2}} \cdot \left(\frac{k \cdot fm}{\sigma_0} \right)^{ty}, \quad (1)$$

где σ_0 – напряжение, которое вызывает разрушение материала при однократном нагружении, МПа; ty – параметр кривой фрикционной усталости; E – модуль Юнга, МПа; Ktv – поправочный коэффициент, который характеризует число циклов до отделения изношенных частиц с поверхности материала; α – коэффициент, характеризующий соотношение площадей номинального и фактического контакта (коэффициент перекрытия); α_G – коэффициент гистерезисных потерь при простом растяжении-сжатии; $fm = \frac{\tau_0}{HB} + \beta$ – молекулярная составляющая коэффициента трения; τ_0 , β – параметры, которые характеризуют условия работы пары трения; HB – твердость по Бринеллю; k – поправочный коэффициент, учитывающий качество поверхностей трения; p – контактное давление в сопряжении, МПа.

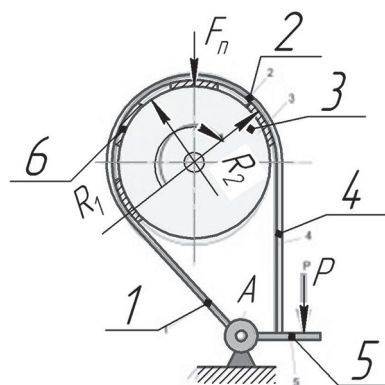


Рис. 2. Расчетная схема:

1, 4 – набегаящий и сбегаящий концы; 2 – лента; 3 – шкив; 5 – привод; 6 – накладка

Контактное давление определяется по следующей расчетной зависимости [15]:

$$p = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{6 \cdot k_d \cdot F_n \cdot E_1^2 \cdot E_2^2}{R_{pr}^2 \cdot [E_2 \cdot (1 - \mu_1^2) + E_1 \cdot (1 - \mu_2^2)]^2}}, \quad (2)$$

где k_d – коэффициент, учитывающий динамический характер нагружения; F_n – усилие в зоне контакта; E_1, E_2 – модули Юнга материалов деталей, МПа; μ_1, μ_2 – коэффициенты поперечной деформации (коэффициенты Пуассона); $R_{pr} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 - R_2}$ – приведенный радиус кривизны, мм.

Обсуждение

Для оценки применимости зависимости (1) при расчетах ленточных тормозов были определены значения размерного износа тормозных накладок гусеничной машины массой 8 т. Материал накладок – сталь 45Л. В таблице 1 приведены результаты расчетов и экспериментальных исследований, которые были проведены в работе [18].

Таблица 1

Значения износа тормозных накладок

Метод определения	Износ, мм за количество циклов торможения			
	1000	2000	3000	4000
Расчетные значения	0,059	0,118	0,177	0,236
Экспериментальные значения	0,057	0,097	0,175	0,241

Погрешность для величины среднего износа равна:

$$\Delta = \frac{0,059 - 0,057}{0,059} 100 \% = 3,3 \%$$

Таким образом, расчетную методику можно использовать для оценки износостойкости элементов ленточных тормозов.

Чтобы определить эффективность использования тормозных накладок из упрочненного серого чугуна проведем сравнение ресурса работы данных накладок и накладок из стали 45Л. В качестве критической величины износа примем 3 мм. Накладки из феррито-перлитного серого чугуна подвергнуты термодиффузионному поверхностному легированию посредством нагрева в контакте с оксидом молибдена. Ввиду того, что твердость слоя меняется по мере продвижения вглубь сплава,

расчеты проводились послойно. Результаты расчетов приведены в таблице 2 и на рис. 3.

Таблица 2

Результаты расчетов ресурса работы деталей

Величина износа h , мм	Число циклов торможения	
	45Л	Упрочненный слой
0,6	10000	7180
1,2	21000	18039
1,8	32000	31352
2,4	42000	47880
3,0	52000	66508

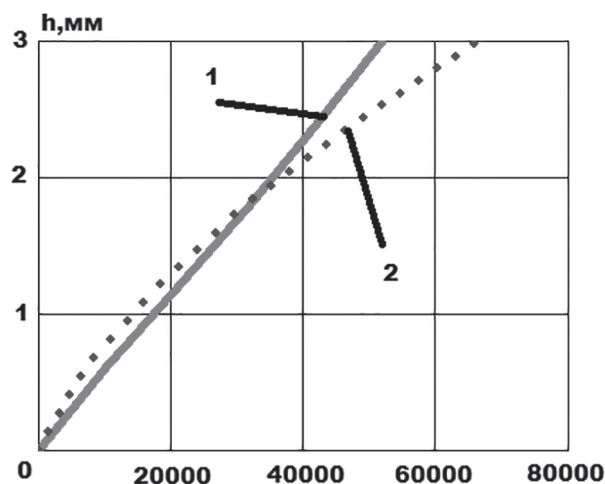


Рис. 3. Зависимости износа тормозной накладки от числа циклов нагружения:

1 – накладка из стали 45Л; 2 – накладка из чугуна с упрочненным слоем

Заключение

Анализируя данные, приведенные в таблице 1 и на рис. 3, можно сделать вывод о том, что использование упрочненных тормозных накладок позволяет повысить ресурс более чем на 20 %.

Полученные результаты имеют высокую сходимость с экспериментальными данными, что дает возможность применять указанные триботехнические расчеты при проектировании узлов трения тормозных систем, в том числе и с переменной твердостью.

Литература

1. Майоров В.С., Майоров С.В. Закалка чугуновых деталей излучением твердотелого лазера // Металловедение и термическая обработка металлов. 2009. № 3. С. 6–8.
2. Кристал М.А. Механизм диффузии в железных сплавах. М.: Металлургия, 1972. 400 с.

3. Поветкин В.В., Ковенский И.М. Структура электролитических покрытий. М.: Металлургия, 1989. 136 с.
4. Эдигаров В.Р., Алимбаева Б.Ш., Перков П.С. Комбинированная обработка электромехано-ультразвуковая поверхностных слоев деталей машин // Научный рецензируемый журнал «Вестник СибАДИ». 2017. № 7. С. 42–47.
5. Коротаев Д.Н., Иванова Е.В. Особенности формирования функциональных покрытий при электроискровом модифицировании металлических материалов // Научный рецензируемый журнал «Вестник СибАДИ». 2017. № 3. С. 62–68.
6. Nisitani H., Tanaka S., Todaka T. Relation between microcrack and coxing effect of aged 0,15 % C steels after quenching at low temperatures // J. Soc. Mat. Sei Japan. 1980. No 26. P. 317
7. Cooper R.E., Rowland W.D., Beasley D. Atom. Weapons Res Estable // Atom Energy Auth Rept. 1971. P. 32–36.
8. Plenard E. Cast iron damping capacity, structure and property relation // Modern Castings. 1962. Vol. 41. P. 14–26.
9. Gilbert G.N. Variation of the microstructure of flake graphite cast iron after stressing in tension and compression // BCJRA Journal. 1964. No 1. P. 18–25.
10. S. Lampman, Introduction to surface hardening of steels // ASM Handbook. 1997. Vol. 4. P. 259–267.
11. Ruglic T. Flame hardening // ASM Handbook. 1997. Vol. 4. P. 268–285.
12. John C. Ion. Laser processing of Engineering Materials // Elsevier Butterworth-Heinemann. 2005. Vol. 2. P. 263–296.
13. Rana J., Goswami G.L., Jha S.K., Mishra P.K., Prasad B.V. Experimental studies on the micro structure and hardness of laser – treated steel specimens // Optics and Laser Technology. 2007. No 39. P. 385–393.
14. Гуревич Ю.Г., Овсянников В.Е., Фролов В.А. Влияние катализатора (железа) на взаимодействие оксидов с основой феррито-перлитного серого чугуна, обеспечивающее закалку и диффузионное легирование: монография. Курган. 2013. 102 с.
15. Асеев Н.В. и др. Износостойкость сопрягающихся деталей механического оборудования наземных транспортных систем. Волгоград. 2000. 99 с.
16. Мур Д. Основы и применения триботоники. М.: Мир. 1978. 488 с.
17. Справочник по триботехнике (в 3-х томах) под ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1990. 526 с.
18. Крыхтин Ю.И. Повышение эксплуатационных свойств фрикционных устройств механических трансмиссий легких гусеничных машин с большой удельной мощностью: дис. ... канд. техн. наук. Волгоград, 2013. 311 с.
19. Овсянников В.Е., Васильев В.И. Тормозная лента: патент на полезную модель № 182687, Российская Федерация. Опубликовано 28.08.18. Бюл. № 25.
20. Гуревич Ю.Г. и др. Способ диффузионного титанирования изделий из чугуна: патент на изобретение № 2493289, Российская Федерация. Опубликовано 20.09.13. Бюл. № 26.

References

1. Majorov V.S., Majorov S.V. Solid-state laser hardening of cast iron parts. *Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov*. 2009. No 3, pp. 6–8 (in Russ.).
2. Krishtal M.A. *Mekhanizm diffuzii v zheleznykh splavah* [The diffusion mechanism in iron alloys]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1972. 400 p.
3. Povetkin V.V., Kovenskij I.M. *Struktura elektroliticheskikh pokrytij* [Electrolytic coating structure]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1989. 136 p.
4. Edigarov V.R., Alimbaeva B.SH., Perkov P.S. The combined processing of electromechanical ultrasonic surface layers of machine parts. *Vestnik SibADI*. 2017. No 7, pp. 42–47 (in Russ.).
5. Korotaev D.N., Ivanova E.V. Features of the formation of functional coatings during electrospark modification of metallic materials. *Vestnik SibADI*. 2017. No 3, pp. 62–68 (in Russ.).
6. Nisitani H., Tanaka S., Todaka T. Relation between microcrack and coxing effect of aged 0,15% S steels after quenching at low temperatures // J. Soc. Mat. Sei Japan. 1980. No 26. P. 317
7. Cooper R.E., Rowland W.D., Beasley D. Atom. Weapons Res Estable // Atom Energy Auth Rept. 1971. P. 32–36.
8. Plenard E. Cast iron damping capacity, structure and property relation // Modern Castings. 1962. Vol. 41. P. 14–26.
9. Gilbert G.N. Variation of the microstructure of flake graphite cast iron after stressing in tension and compression // BCJRA Journal. 1964. No 1. P. 18–25.
10. S. Lampman, Introduction to surface hardening of steels // ASM Handbook. 1997. Vol. 4. P. 259–267.
11. Ruglic T. Flame hardening // ASM Handbook. 1997. Vol. 4. P. 268–285.
12. John C. Ion. Laser processing of Engineering Materials // Elsevier Butterworth-Heinemann. 2005. Vol. 2. P. 263–296.

13. Rana J., Goswami G.L., Jha S.K., Mishra P.K., Prasad B.V. Experimental studies on the micro structure and hardness of laser – treated steel specimens // Optics and Laser Technology. 2007. No 39. P. 385–393.
14. Gurevich YU.G., Ovsyannikov V.E., Frolov V.A. *Vliyanie katalizatora (zheleza) na vzaimodejstvie oksidov s osnovoy ferrito-perlitnogo serogo chuguna, obespechivayushchee zakalku i diffuzionnoe legirovanie* [The effect of the catalyst (iron) on the interaction of oxides with the basis of ferritic-pearlitic gray cast iron, providing quenching and diffusion alloying: monograph]: monografiya. Kurgan. 2013. 102 p.
15. Aseev N.V. i dr. *Iznosostojkost' sopryagayushchihsya detalej mekhanicheskogo oborudovaniya nazemnykh transportnykh sistem* [Wear resistance of mating parts of mechanical equipment of ground transportation systems]. Volgograd. 2000. 99 p.
16. Mur D. *Osnovy i primeneniya triboniki* [Fundamentals and applications of tribonics]. Moscow: Mir Publ. 1978. 488 p.
17. *Spravochnik po tribotekhnike* [Reference of tribo-technology] (v 3-h tomah) pod red. M. Hebdy i A.V. CHichinadze. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1990. 526 p.
18. Kryhtin YU.I. *Povyshenie ekspluatatsionnykh svoystv frikcionnykh ustroystv mekhanicheskikh transmissiy lyogkih gusenichnykh mashin s bol'shoj udel'noj moshchnost'yu*: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the operational properties of friction devices for mechanical transmissions of light tracked vehicles with high specific power: Dissertation for degree of Ph.D. (Engineering)]. Volgograd, 2013. 311 p.
19. Ovsyannikov V.E., Vasil'ev V.I. *Tormoznaya lenta* [Brake band]: patent na poleznuyu model' No 182687, Rossiyskaya Federaciya. Opublikovano 28.08.18. Byul. No 25.
20. Gurevich YU.G. i dr. *Sposob diffuzionnogo titanirovaniya izdelij iz chuguna* [The method for diffusion titanization of cast iron products]: patent na izobretenie No 2493289, Rossiyskaya Federaciya. Opublikovano 20.09.13. Byul. No 26.

APPLICATION OF THE CALCULATION METHOD FOR EVALUATING THE PERFORMANCE OF PARTS OF BRAKING SYSTEMS OF ROAD CONSTRUCTION VEHICLES

PhD in Engineering **V.E. Ovsyannikov**, PhD in Engineering **G.N. SHpitko**
Kurgan State University, Kurgan, Russia
vik9800@mail.ru

The operational efficiency of road construction vehicles is determined primarily by the level of their reliability, which is laid down during the design of the product, then provided during manufacturing process and is demonstrated and maintained in operation. Most vehicles (85–90 %) fail due to wear of parts. The costs of repairing machinery, equipment and vehicles in our country are tens of billions of rubles per year. Therefore, improving the operational characteristics of vehicle components (including road construction ones) is an urgent problem. At the same time, one of the most problematic issues is errors at the design stage, because they are most difficult to eliminate. The aim of the work is to study the applicability of the calculation method for assessing the reliability of parts of brake systems with a hardened layer. The paper discusses the use of gray cast iron linings in the design of tape brakes, which are subjected to thermal diffusion surface alloying. This type of hardening allows to get on the surface a layer of more than 1 mm thick with a hardness equal to hardened high-strength cast iron. In this case, the hardness in the thickness of the layer increases, which gives additional advantages in operation. As hardness along the thickness of the layer is unevenly distributed, the calculation was carried out by each layer separately. As a result, it was found out that the wear resistance of belt brake elements made of hardened cast iron exceeds the wear resistance of similar steel parts by 20 %. Comparison of calculation results and experimental data showed that the error does not exceed 5 %. Thus, the calculation method considered in this paper can be applied in solving design problems of friction units containing parts with a strengthened layer.

Keywords: road construction vehicles, brakes, belt, durability, hardening, calculation.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЯ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ НА ОСНОВЕ ВРЕМЕНИ ГОРЕНИЯ

д.т.н. Плотников С.А.¹, Зубакин А.С.¹, к.т.н. Бирюков А.Л.²

¹Вятский государственный университет (ВятГУ), Киров, Россия

²Вологодская ГМХА, Вологда, Россия

sa_plotnikov@vyatsu.ru

Среди всего разнообразия альтернативных источников энергии генераторный газ, получаемый из древесины, является одним из самых перспективных. С увеличением содержания водорода или тяжелых углеводородов в генераторном газе происходит резкое возрастание максимального давления, причем максимум получается до прихода поршня в верхнюю мертвую точку (ВМТ), и повышается жесткость, что вызывает противодействие движению поршня с последующими последствиями. Причина этого явления – увеличение скорости сгорания генераторного газа с более высоким содержанием водорода, метана, угарного газа. Все это требует корректировки по составу смеси и углу опережения зажигания (УОЗ). Теоретически скорость сгорания бензина из-за размера капель бензина должна в разы отличаться от скорости сгорания генераторного газа. Чем больше диаметр капель, тем медленнее идет процесс испарения бензина, соответственно, и скорость сгорания ограничена. Время испарения бензина можно определить по известной зависимости из литературных источников. Переноса эту зависимость на условия горения бензина, можно определить скорость изменения диаметра капли. Для подтверждения или опровержения расчетов теоретической скорости горения различных видов топлива была создана лабораторная установка на основе двигателя 1С 6,8/5,4. Разработанная установка позволяет изменять УОЗ в пределах $\pm 90^\circ$ от ВМТ при работе двигателя. Сигналы с датчиков обрабатывались и записывались на персональный компьютер при помощи программного комплекса DiaMag 2, позволяющего производить запись получаемого сигнала в память ПЭВМ. Можно графически определить момент образования искры на диаграмме индикаторного давления, что значительно облегчает анализ полученных данных. На основании проведенных теоретических выкладок и проведенных исследований теоретические предположения о скорости сгорания подтверждены экспериментальными исследованиями, а также по результатам практических исследований были определены фактические оптимальные УОЗ для каждого вида топлива: бензин $\Theta = 26^\circ$, генераторный газ $\Theta = 40^\circ$, смесь $\Theta = 36^\circ$, пропан $\Theta = 31^\circ$.

Ключевые слова: УОЗ, процесс сгорания, газогенератор, генераторный газ, скорость сгорания, тепловыделение.

Введение

Среди всего разнообразия альтернативных источников энергии генераторный газ (ГГ), получаемый из древесины, является одним из самых перспективных, т.к. он доступен в любое время и в любом месте. Несмотря на это, технологии получения генераторного газа требуют дальнейшего развития и совершенствования имеющихся технологий. Однако использование генераторного газа, как моторного топлива, ограничивается не только недостаточной автоматизацией получения самого генераторного газа, но и неизученностью процесса его сгорания в цилиндре двигателя [1]. В различных источниках [1, 2, 3]

описываются способы конвертации и двигателей для работы на генераторном газе, но нет теоретических предпосылок к определению оптимальных регулировочных показателей, не описывается влияние различного по химическому составу генераторного газа на сам процесс сгорания, мощностные и экологические характеристики. Все это является причиной, по которой следует более подробно рассмотреть теоретические основы сгорания генераторного газа.

В ряде наших работ [3, 4] уже были предприняты попытки объяснить снижение скорости сгорания генераторного газа, но не до конца разобран сам механизм сгорания.

Поэтому цель и задачи проведенного исследования, учитывая недостаток данных по процессу сгорания генераторного газа, могут быть сформулированы следующим образом:

- сравнить химический состав генераторного газа с составом других видов топлива;
- исследовать процесс сгорания по скорости сгорания с учетом различного химического состава;
- на основании теоретических исследований теоретически определить значения углов опережения зажигания (УОЗ) для рассматриваемых видов топлива, как один из показателей процесса сгорания;
- на основании полученных результатов сделать выводы о происходящих процессах, оценить характер процесса сгорания генераторного газа и предложить направления дальнейшего развития теории его сгорания.

Теоретическая часть

Различный химический и поэлементный состав генераторного газа вызывает различную скорость сгорания топливоздушную смесь, различные мощностные, экологические показатели. При низкой теплоте сгорания топлива падает максимальное давление в цилиндре, соответственно, снижаются эффективная мощность и крутящий момент, ухудшается экономичность работы ДВС в целом. Компенсация эффективных показателей путем увеличения подачи топлива возможна лишь в небольшом диапазоне, так как накладываются ограниче-

ния по токсичности отработавших газов (ОГ) вследствие различного химического состава топлива (угарный газ, водород, горючие углеводороды, метан). Также ограничивает компенсацию потери мощности геометрические размеры впускного тракта и цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

Для каждого химического состава генераторного газа характерна своя скорость сгорания. С увеличением содержания водорода или тяжелых углеводородов должно происходить возрастание максимального давления цикла со смещением максимума в область до прихода поршня в ВМТ, повышение жесткости. Причина этого явления – увеличение скорости сгорания генераторного газа с более высоким содержанием в составе водорода, метана, угарного газа. Все это требует корректировки по составу смеси и УОЗ . Момент начала сгорания, давление в цилиндре, температура – все эти переменные влияют на скорость химической реакции, происходящей в цилиндре ДВС.

Химический состав различных видов топлива (табл. 1) и поэлементный состав (табл. 2) влияют на скорость сгорания, образование очагов воспламенения и т.д.

Сравнивая генераторный газ с бензином и природным газом, можно отметить примерно одинаковый поэлементный состав. Но при газификации древесины происходит образование большого количества азота, который является балластом, так как не принимает участия в сгорании. Соответственно, из-за большо-

Таблица 1

Химический состав генераторного газа

Наименования сырья	Горючие компоненты, %				Балласт, %		
	H_2	C_nH_m	CO	CH_4	O_2	N_2	CO_2
Древесные чурки, $\omega = 20\%$	14–18	0,1–0,3	18–22	2,1–2,5	1,4–1,8	48–52	8–10
Древесный уголь, поперечный процесс газификации	7,0	0,2	30,3	2,0	0,2	57,3	3,2
Древесные чурки, обращенный процесс	16,1	0,2	20,9	2,3	1,6	49,7	9,2

Таблица 2

Элементный состав топлив

Топливо	Элементный состав					$\text{H}_\text{н}$, МДж/кг
	C	H	N	S	O	
Бензин	85,5–86,0	14,4–14,0	0,0–0,03	0,01	–	44,0
Древесина	48,0–53,0	5,5–7,5	0,01–0,3	0,0–0,4	38,0–44,0	19,0
Природный газ	78,4–81,0	16,8–17,8	2–13	0,03	0,001	33,5

го количества N_2 генераторный газ обладает низкой теплотой сгорания и не может храниться продолжительное время по причине разложения на составные части.

Анализируя данные таблиц 1 и 2, видим, что горючие газы – водород H_2 и угарный газ CO – имеют процентный состав в генераторном газе от 7,0 % до 20 % и от 17 % до 30 % соответственно в зависимости от типа газогенератора.

Химическая реакция происходит в два этапа:

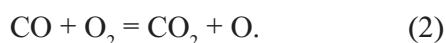
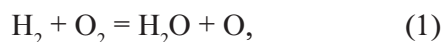
– на первом этапе процесс окисления углерода C происходит при высокой скорости до угарного газа CO ;

– на втором этапе химическое преобразование угарного газа в углекислый (т.е. в CO_2) происходит более медленно.

Отмеченные особенности реакций требуют анализа для понимания причин такого процесса.

Если рассматривать молекулы угарного газа и водорода как молекулы, способные гореть, то они достаточно устойчивы. В открытых источниках [4] указывается об энергии активации процесса окисления водорода H_2 – 242 кДж/моль, а энергии связи – 432 кДж/моль. Для молекулы угарного газа соответственно – 201 кДж/моль и 1069 кДж/моль. Такие высокие показатели объясняются тройной связью между атомами C и O_2 , т.к. обе ковалентные связи получены за счет объединения двух р-электронов атома O с такими же атомами C , а третья связь получается в результате донорно-акцепторного механизма неподеленной электронной пары атома кислорода.

Химическая реакция горения C и O_2 может быть представлена:



При этом постоянная k скорости горения обуславливается уравнением Аррениуса:

$$k = A \cdot e^{-\frac{E}{RT}}, \quad (3)$$

где E – энергия активации; T – абсолютная температура; R – постоянная Больцмана; A – предэкспоненциальный множитель, характеризующий эффективность столкновений молекул реагирующих веществ.

Анализ различных литературных источников [4, 5] выявил, что для данных химиче-

ских реакций показатель предэкспоненциального множителя A равен $2,5 \cdot 10^{12}$ см³/(моль·с), при этом скорость реакции определяется следующим уравнением:

$$\frac{dC}{dt} = C_1 C_{O_2} k = C_1 C_{O_2} A e^{-\frac{E}{RT}}, \quad (4)$$

где C_1 – концентрация H_2 или CO ; C_{O_2} – концентрация O_2 .

Основываясь на выше приведенных химических реакциях, можно грубо, оценочно, определить время горения топлива в цилиндре ДВС по ряду следующих условий:

1) максимальная температура сгорания $T_{\text{газа}}$ повышается при сгорании, увеличиваясь не менее чем в 2 раза, что приводит к экспоненциальному увеличению скорости химической реакции в десятки раз;

2) сгорание происходит по цепочке, где решающую роль имеют свободные радикалы, такие, как кислород.

Все это значительно увеличивает скорость реакции. Если рассматривать сгорание с участием большего количества атомов углерода, то число элементарных реакций возрастает до 8000 при увеличении атомов углерода с 7 до 16, что требует значительных вычислительных мощностей. Расчет скорости реакции сгорания также затрудняет отсутствие констант, подтвержденных исследованиями [6].

В литературе [7] указывается энергия активации для бензина, равная 78,5...80 кДж/моль, что более чем в 2,5 раза меньше, чем для CO . При этом предэкспоненциальный множитель (3), зависящий от эффективного сечения взаимодействующих молекул должен быть одного порядка для различных молекул (H_2 , CO , пары бензина). Теоретически, скорость сгорания бензина должна в разы отличаться от скорости сгорания пропана, а тем более генераторного газа по причине экспоненциальной зависимости, но этого не наблюдается. Одна из причин этого явления – размер капель бензина. Диаметр капель разнится по разным источникам от 0,018 мм до 0,21 мм. Чем больше диаметр капли, тем медленнее идет процесс испарения бензина, соответственно, и скорость сгорания ограничена. Время испарения бензина можно определить по литературным источникам [8], указывающим, что скорость испарения капли бензина обуславливается производной квадрата ее диаметра по времени, при температурах свыше 650 К скорость испарения линейна.

Перенеся эту зависимости на условия горения бензина ($T = 2100\text{--}2300\text{ К}$), можно определить скорость изменения диаметра капли:

$$K = \left| \frac{d(d^2)}{dt} \right| = 4,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}. \quad (5)$$

Для предварительного расчета времени сгорания необходимо определиться с первоначальным размером капли. Время сгорания равно времени испарения для капли диаметром $d_0 = 0,065\text{ мм}$ [9, с. 44] при невысоком давлении. На основании этого можно рассчитать время горения по следующей формуле:

$$\tau = \pi d_0^2 / k. \quad (6)$$

Подставив в формулу известные значения, получим время сгорания бензина $\tau = 0,0031\text{ с}$.

Анализируя вышеописанное, можно сделать вывод о том, что при одинаковых условиях время сгорания генераторного газа, как и природного газа, будет больше. Для сохранения основных показателей работы двигателя в заданных пределах необходимо изменять УОЗ под конкретный вид топлива. Угол опережения зажигания – один из косвенных показателей скорости сгорания топлива, для каждого вида он подбирается индивидуально, на основе теоретических предпосылок и полученных в результате экспериментов и исследований. УОЗ и скорость сгорания топлива в цилиндре взаимосвязаны.

Используя формулу (6), нами было определено время сгорания различных видов топлива: бензина, генераторного газа, пропана, смеси бензина и генераторного газа (30% бензина и 70% ГГ) (табл. 3).

Из приведенных данных видно, что время сгорания генераторного газа больше на 0,0008 с, в то время как для смеси (30 % бензина и 70 % ГГ) – на 0,0005 с. Для сгорания пропана необходимы дополнительные 0,0004 с.

Дальнейшие теоретические расчеты были проведены для одноцилиндрового двигателя 1Ч 6,8/5,4, работающего на постоянной частоте вращения коленчатого вала $n = 3000\text{ мин}^{-1}$.

Расчеты показали, что оптимальным теоретическим УОЗ при работе двигателя на бензине является угол $\Theta = 25\text{...}27^\circ$, для генераторного газа $\Theta = 38\text{...}42^\circ$, для смеси, содержащей 30% бензина и 70% ГГ $\Theta = 34\text{...}36^\circ$, для пропана $\Theta = 30\text{...}32^\circ$ до ВМТ.

Экспериментальная часть

Определение оптимального угла опережения зажигания на различных видах топлива проводилось в соответствии с ГОСТа 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. Automobile engines. Methods of bench tests (СТ СЭВ 765-77)» по полученным регулировочным характеристикам при постоянной частоте вращения $n = 3000\text{ мин}^{-1}$ и постоянном положении дроссельной заслонки. Все испытания проводились при стандартных атмосферных условиях, температуре и плотности топлива согласно ГОСТ 14846-81.

Экспериментальная установка сформирована на базе малогабаритной электростанции с одноцилиндровым двигателем воздушного охлаждения 1Ч 6,8/5,4. Для надежного поджигания топливной смеси в лабораторной установке используется электронная система зажигания высокой мощности (рис. 1). Данная система позволяла изменять УОЗ в пределах $\pm 90^\circ$ от ВМТ при работе двигателя. Программный комплекс DiaMag 2, в составе которого присутствовал 8-ми каналный осциллоскоп, позволял одно-



Рис. 1. Общий вид модернизированной системы зажигания со стороны датчика

Таблица 3

Результаты расчета времени сгорания

Частота вращения, мин^{-1}	Состав смеси	Время сгорания, с
3000	Бензин – 100 %	0,0031
3000	30 % Б + 70 % ГГ	0,0036
3000	Генераторный газ – 100 %	0,0039
3000	Пропан, 100 %	0,0035

временно получать информацию по 8 каналам, а также производить запись получаемого сигнала в память ПЭВМ, графически определить момент образования искры на диаграмме индикаторного давления, что значительно облегчало анализ полученных данных [2].

Для изменения УОЗ было разработано устройство на основе прерывателя-распределителя 40.3706 с датчиком Холла. На переднем носке коленчатого вала устанавливался датчик положения ВМТ – для работы программного комплекса DiaMag2 (рис. 2).

Данный программный комплекс позволил наглядно видеть происходящие процессы, получать точные данные для последующей обработки в других статических и математических программах.

Анализируя полученные диаграммы, можно отметить фрагменты с аномальным процессом сгорания при неоптимальных углах опережения зажигания

Опыты показали возможность работы двигателя электростанции на генераторном газе без значительной доработки системы питания и зажигания. Двигатель развивает 4,8 кВт при 5200 мин⁻¹, при этом частота вращения коленчатого вала и статора генератора равна 3000 мин⁻¹ при значении выходной мощности 2,9 кВт.

Выводы

На основании проведенных теоретических выкладок и проведенных исследований, можно сделать следующие выводы.

Согласно теоретическим расчетам, оптимальные значения УОЗ для двигателя 1Ч6,8/5,4 при работе на бензине должны находиться

в пределах $\Theta = 26...28^\circ$ до ВМТ; на генераторном газе – $\Theta = 38...42^\circ$ до ВМТ; $\Theta = 34...36^\circ$ до ВМТ при работе на смеси, содержащей 30 % бензина и 70% ГГ; на пропане – $\Theta = 30...32^\circ$ до ВМТ.

По результатам практических исследований были определены фактические оптимальные значения УОЗ для каждого вида топлива: для бензина $\Theta = 26^\circ$, для генераторного газа $\Theta = 40^\circ$, для смеси $\Theta = 36^\circ$, для пропана $\Theta = 31^\circ$.

Дальнейшее исследование химических и физических процессов сгорания генераторного газа, а также смеси его с бензином представляет большой интерес для развития альтернативной энергетики и конвертации двигателей на различные виды топлива.

Ввиду необходимости повышения скорости реакции двигателя внутреннего сгорания, работающего на генераторном газе, на возрастающую нагрузку актуальным становится применение на соответствующих режимах генераторного газа в смеси с другими легкими топливами, в том числе с бензином, процессы горения которых также требуют изучения [11].

Литература

1. Плотников С.А. Определение количественных характеристик двигателя бытовой электростанции при использовании генераторного газа в качестве альтернативного топлива / С.А. Плотников и др. // Problemele Energeticii Regionale Termoenergetica, 2 (34). 2017. С. 105–111.
2. Зубакин А.С., Кузнецов А.С. Определение оптимального угла опережения зажигания двигателя 1Ч 6,8/5,4 при работе на генераторном газе и смеси бензина и генераторного газа // Успехи

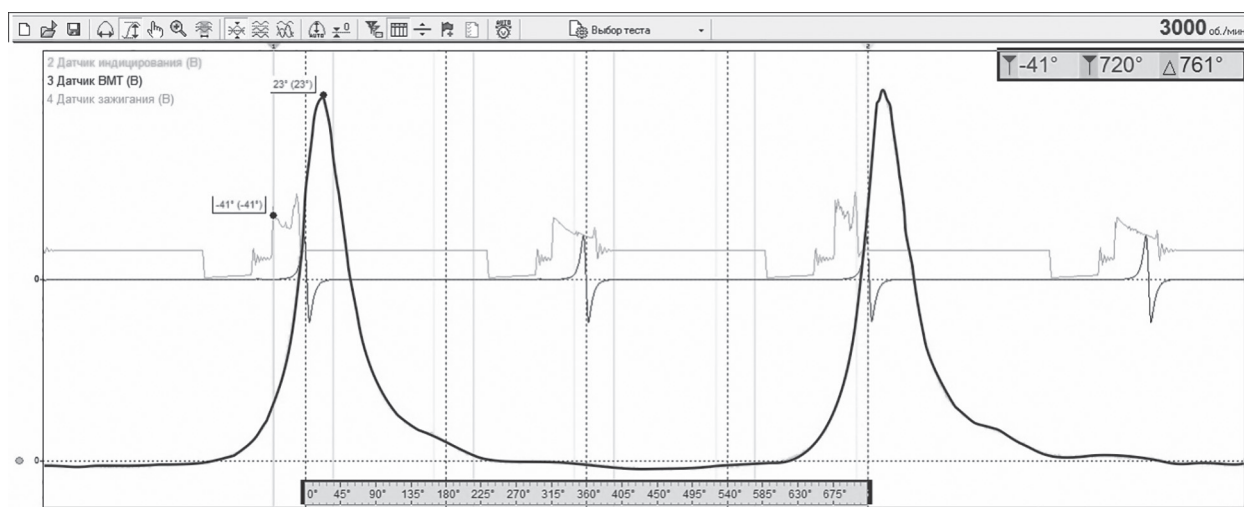


Рис. 2. Индикаторная диаграмма при работе ДВС электростанции на генераторном газе

- современной науки, 2017. № 7. С. 132–163.
3. Корольченко А.Я. Процессы горения и взрыва. М.: Пожнаука, 2007. 266 с.
 4. Гардинер У. Химия горения // М.: Мир, 1988. 464 с.
 5. Басевич В.Я., Фролов С.М. Кинетика «голубых» пламен при газофазном окислении и горении углеводородов и их производных // Успехи химии, 2007. № 76 (9). С. 927–944.
 6. Басевич В.Я. Механизмы окисления и горения нормальных парафиновых углеводородов: переход от C_1 – C_{10} к C_{11} – C_{16} / В.Я. Басевич и др. // Химическая физика. Т. 32. № 4. С. 1–10.
 7. Шишков В.А. Алгоритм определения угла опережения зажигания при переключении с бензина на газ для контроллера электронной системы управления двигателем // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2011. Т. 13. № 4. С. 235–240.
 8. Селиванов С.Е., Кулик М.И. Кинетика испарения капель жидких топлив // Вестник ХНАДУ, 2011. Вып. 52. С. 105–109.
 9. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1981. 120 с.
 10. Плотников С.А., Зубакин А.С. Анализ процесса сгорания генераторного газа и его смеси с бензином в поршневом двигателе // Двигателестроение, 2018. № 3. С. 14–18.
 11. Патент РФ № 174028. МПК C10 J3/20. Оpubл. 26.09.2017. Бюл. № 27.
 2. Zubakin A.S., Kuznecov A.S. Determination of the optimum ignition timing of the engine 1CH 6.8/5.4 when working on generator gas and a mixture of gasoline and generator gas. *Uspekhi sovremennoj nauki*, 2017. No 7, pp. 132–163 (in Russ.).
 3. Korol'chenko A.YA. *Processy goreniya i vzryva* [Combustion and explosion processes]. Moscow: Pozhnauka Publ., 2007. 266 p.
 4. Gardiner U. *Himiya goreniya* [Chemistry of combustion]. Moscow: Mir Publ., 1988. 464 p.
 5. Basevich V.YA., Frolov S.M. Kinetics of “blue” flames during gas-phase oxidation and combustion of hydrocarbons and their derivatives. *Uspekhi himii*, 2007. No 76 (9), pp. 927–944 (in Russ.).
 6. Basevich V.YA. Oxidation and combustion mechanisms of normal paraffin hydrocarbons: transition from C_1 – C_{10} to C_{11} – C_{16} . *Himicheskaya fizika*. Vol. 32. No 4, pp. 1–10 (in Russ.).
 7. SHishkov V.A. The algorithm for determining the ignition timing for the controller of the electronic engine management system when switching from gasoline to gas. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*, 2011. Vol. 13. No 4, pp. 235–240 (in Russ.).
 8. Selivanov S.E., Kulik M.I. The kinetics of the evaporation of droplets of liquid fuels. *Vestnik HNADU*, 2011. Vyp. 52, pp. 105–109 (in Russ.).
 9. Kutovoj V.A. *Vprysk topliva v dizelyah* [Diesel injection]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 120 p.
 10. Plotnikov S.A., Zubakin A.S. Analysis of the combustion process of the generator gas and its mixture with gasoline in a piston engine. *Dvigatelsestroenie*, 2018. No 3, pp. 14–18 (in Russ.).
 11. Patent RF No 174028. MPK C10 J3/20. Opubl. 26.09.2017. Byul. No 27.
- ### References
1. Plotnikov S.A. Determination of quantitative characteristics of the engine of a household power plant using generator gas as an alternative fuel. *Problemele Energeticii Regionale Termoenergetica*, 2017. 2 (34). S. 105–111 (in Russ.).

THEORETICAL CALCULATION OF THE OPTIMUM IGNITION TIMING WHEN THE ENGINE IS RUNNING ON GENERATOR GAS BASED ON THE BURNING TIME

DSc in Engineering **S.A. Plotnikov**¹, **A.S. Zubakin**¹, PhD in Engineering **A.L. Biryukov**²

¹Vyatka State University, Kirov, Russia

²Vologda State Dairy Farming Academy named after N.V. Vereshchagin, Vologda, Russia

sa_plotnikov@vyatsu.ru

Among all the variety of alternative energy sources the generator gas obtained from wood is one of the most promising. With an increase in the content of hydrogen or heavy hydrocarbons in the generator gas, a sharp increase in maximum pressure occurs, and the peak occurs before the piston arrives at the top dead center (TDC), stiffness increases, which causes the piston to counteract the movement with subsequent consequences. The reason for this phenomenon is an increase in the rate of combustion of generator gas with a higher content of hydrogen, methane, carbon monoxide. All this requires adjustments in the composition of the mixture and the ignition timing (IT). Theoretically, the rate of gasoline combustion due to the size of the droplets of gasoline should be several times different from the rate of combustion of the generator gas. The larger the diameter of the droplets, the slower the process of gasoline evaporation, respectively, and the combustion rate is limited. The time of evaporation of gasoline can be determined by the well-known dependence from literature. Transferring this dependence to the combustion conditions of gasoline, it is possible to determine the rate of change in the diameter of the droplet. To confirm or refute the calculations of the theoretical burning rate of various types of fuel, a laboratory setup based on the 1Ch 6,8/5,4 engine was created. The developed installation allows to change the IT within $\pm 90^\circ$ from TDC during engine operation. The signals from the sensors were processed and recorded on a personal computer using the DiaMag 2 software, which allows recording the received signal in the PC memory. It is possible to graphically determine the moment of spark formation on the indicator pressure diagram, which greatly facilitates the analysis of the data obtained. Based on the theoretical calculations and studies, the theoretical assumptions about the combustion rate are confirmed by experimental studies, as well as by the results of practical studies, the actual optimal ITs for each type of fuel were determined: gasoline $\Theta = 26^\circ$, generator gas $\Theta = 40^\circ$, mixture $\Theta = 36^\circ$, propane $\Theta = 31^\circ$.

Keywords: ignition timing, combustion process, gas generator, generator gas, combustion rate, heat dissipation.

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОЦЕНКИ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ СРЕДНЕТОННАЖНОГО ГРУЗОВОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Торопов Е.И., Трусов Ю.П., к.т.н. Тумасов А.В., Мошков П.С.

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Нижний Новгород, Россия

evgeny.toropov@nntu.ru

Современный автомобиль – это сложная мехатронная система. Создание нового транспортного средства требует от инженеров глубоких знаний на стыке разных дисциплин, таких как механика, электроника, газо-гидродинамика, информатика и т.п. В связи с этим первостепенная задача – это разработка математических моделей и их реализация в программном обеспечении с целью апробации, проверки, верификации и калибровки алгоритмов работы автомобильных электронных блоков. Данная статья посвящена моделированию продольной динамики грузового автомобиля Газон Next, а также ее верификации. Динамическая виртуальная модель по оценке тягово-скоростных свойств была разработана учеными Нижегородского государственного технического университета в программном обеспечении Matlab/Simulink с применением классического подхода. Исходные данные для моделирования были получены из конструкторской документации, предоставленной заводом-изготовителем, или по результатам экспериментов. Цель проведения виртуальных тестов динамики – апробация, отладка, калибровка верхнего уровня работы алгоритма, разработанного при помощи метода конечных автоматов, блока управления автоматизированной трансмиссией. Использование модели при тестировании логики работы программного обеспечения возможно только после ее валидации и верификации. В связи с этим перед учеными Нижегородского государственного технического университета была поставлена задача по проведению испытаний по оценке тягово-скоростных свойств объекта исследования. В статье представлена принципиальная схема разработанной измерительной установки, позволяющей с частотой 100 Гц фиксировать данные: скорость, ускорение, траекторию движения, а также режим работы двигателя и действия водителя. Испытания проводились на автомобильном полигоне “Березовая пойма”. Транспортное средство исследовалось в трех состояниях (полная масса, половина от максимальной загрузки, снаряженная масса), каждое из которых тестировалось с установленным тентом и без него. В заключении статьи представлены результаты моделирования и полученные экспериментальные зависимости, показана достаточная сходимость результатов расчета и испытаний.

Ключевые слова: тягово-скоростные свойства, модельно-ориентированное проектирование, МОП, Matlab/Simulink, верификация, испытания.

Введение

Постоянно растущие требования к транспортным средствам (экологичность, безопасность, надежность, простота управления и т.п.), а также динамическое развитие микроэлектроники привели к тому, что автопроизводитель был вынужден отказаться от классического подхода к проектированию, распространенного на протяжении всего XX века. Таким образом, в современном понимании автомобиль – это сложная мехатронная система, которая включает в себя различные электронные системы, управляющие и контролирующие работу различных механических,

гидравлических, пневматических и электрических компонентов.

В настоящее время широкое распространение получили бортовые системы контроля на базе электронных блоков управления (ЭБУ), которые представляют собой сложное схемотехническое устройство, алгоритм управления которым заложен в микроконтроллер.

Алгоритм работы ЭБУ представляет собой цифровую реализацию автоматической системой управления (АСУ) в виде программного кода. В классическом понимании разработка программного обеспечения представляет собой каскадную модель (водопад), т.е. это последова-

тельный поток через фазу анализа требований, проектирования, реализации, тестирования, интеграции и поддержки (рис. 1) [1, 2].

Данная модель разработки ПО долгое время исправно служила разработчикам, но в последнее время из-за отсутствия гибкости признана неэффективной. Главный ее недостаток – неспособность реагировать на возникающие изменения требований к системе, что может привести к невыполнению технического задания [3]. В связи с этим был предложен новый подход, позволяющий тестировать алгоритм на различных стадиях его разработки, так называемый V-образный цикл разработки (рис. 2).

Как видим, при таком подходе осуществляется контроль на каждом уровне. Для уменьшения затрат на промежуточное тестирование

(изготовление прототипов, а также затраты в случае ошибки могут стоить немалых денежных средств) в настоящее время набирает популярность модельно-ориентированное проектирование (МОП) при разработке встраиваемого программного обеспечения, где роль объекта испытаний играет его математическая модель. В данном случае процесс разработки разбивается на несколько этапов: моделирование, симуляция, реализация и верификация [4, 5, 6].

Из всего этого следует, что начальный этап – это реализация математической модели исследуемого объекта в программном обеспечении, поддерживающем МОП. Наиболее популярными подобными средствами разработки являются Matlab/Simulink (MathWorks), LabVIEW (National Instruments), из отечествен-



Рис. 1. Схема каскадной модели разработки программного обеспечения

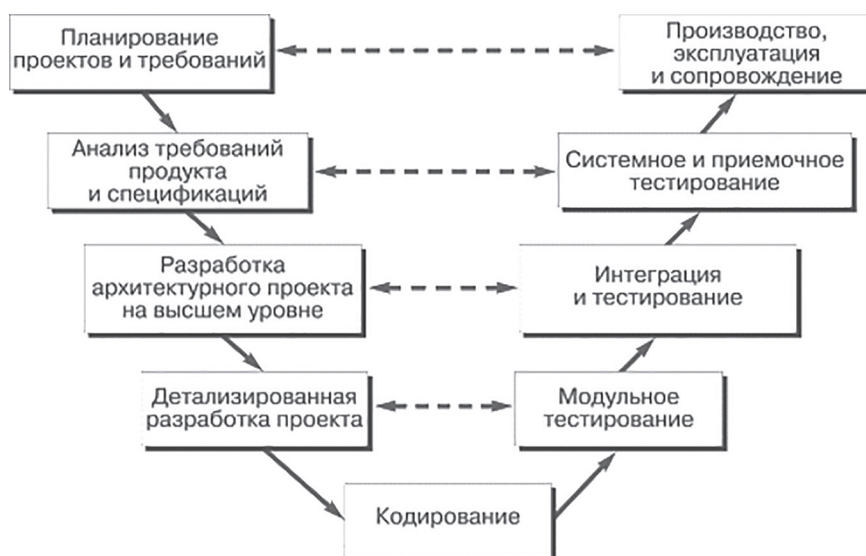


Рис. 2. V-образный цикл разработки ПО

ных сред динамического моделирования стоит выделить SimInTech от компании ООО «ЗВ Сервис».

Предпосылки разработки модели тягово-скоростных свойств

Впервые в автомобилестроении электронные блоки стали использовать применительно к двигателю (ЭСУД). В настоящее время их использование не ограничивается только управлением системой питания ДВС, а также это системы активной безопасности (АБС, ЭКУ), управление трансмиссией, управление кузовной электроникой и т.п.

Перспективным направлением является автоматизация механической трансмиссии (АМТ). Преимуществом над классическими гидромеханическими трансмиссиями является более низкая стоимость при разработке, изготовлении и обслуживании. Автоматизация позволяет снизить расход топлива, уменьшить нагрузку на водителя. Стоит отметить, что многие автомобильные концерны давно ведут разработки в этом направлении. Из серийных примеров стоит выделить Mercedes Telligent (Германия), Scania Opticruise (Швеция), Iveco Euro Tronic automated (Италия), Volvo I-Sync (Швеция), ZF TraXon и EcoLife (Германия), Eaton Fuller Auto/Ultra Shift transmission.

С учетом перспективности данного направления между автомобильным заводом ГАЗ и Нижегородским государственным техническим университетом был заключен договор «Создание высокотехнологичного производства безопасных экспортноориентированных автомобилей ГАЗ с элементами автономного управления и возможностью интеграции

с электроплатформой на базовых компонентах российского производства» по договору № 02.G25.31.0270 от 29.05.2017 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218) на разработку комплекта автоматизации трансмиссии (актуаторы переключения передач и управления муфтой сцепления) среднетоннажного грузового автомобиля ГАЗон Next, а также его электронного блока управления.

Применение метода модельно-ориентированного проектирования при разработке ПО блока управления снижает уровень вхождения специалистов технических специальностей в IT-сферу, что позволяет им сконцентрироваться на правильности алгоритмической части, не вдаваясь в особенности работы микроконтроллеров. Учитывая данное преимущество, было решено использовать МОП при написании прошивки блока управления АМТ.

Из всего вышесказанного следует, что первоочередной задачей является разработка верифицированной модели движения грузового автомобиля ГАЗон Next, с целью дальнейшего использования ее при тестировании алгоритма блока АМТ. Так как на начальном этапе разработки нас интересует только продольная динамика транспортного средства, было решено использовать классический подход к тягово-скоростному расчету.

Для динамического моделирования было выбрано программное обеспечение от компании Mathworks – Matlab/Simulink. Общий вид разработанной математической модели представлен на рис. 3. Основное преимущество данной среды – визуализационный подход к реализации системы математических уравнений, т.е. функциональные операторы пред-

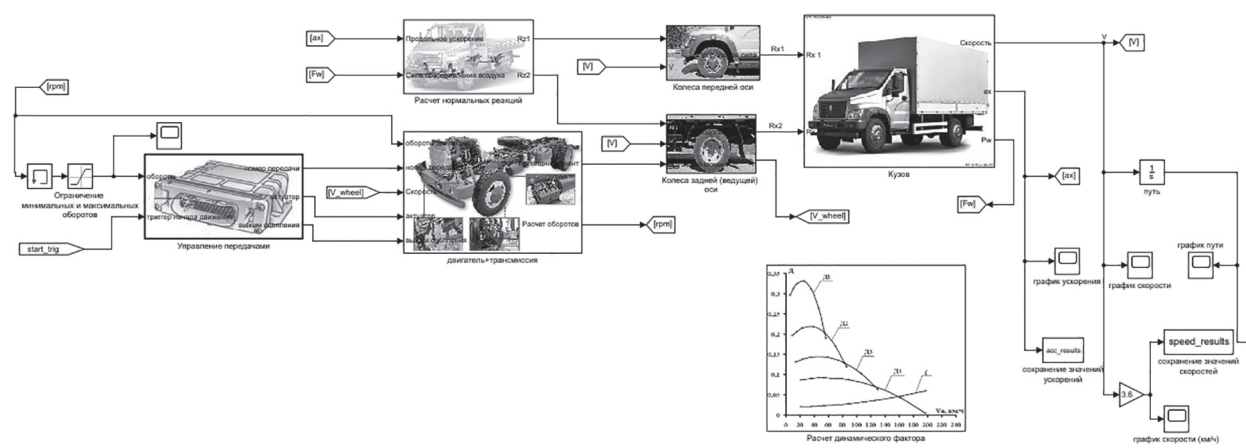


Рис. 3. Модель тягово-скоростных свойств автомобиля ГАЗон Next

ставлены в виде блоков. Помимо стандартного набора существует большое количество специализированных библиотек, позволяющих моделировать системы автомобиля (динамика кузова, подвеска, двигатель, трансмиссия и т.п.), что удобно для инженерных задач, так как не требуется написания громоздких математических функций.

Данная модель включает в себя несколько подсистем:

1. «Управление передачами» – в перспективе именно эта часть должна быть основой программного обеспечения блока управления АМТ. На данный момент реализован наипростейший алгоритм переключения передач необходимый для валидации и верификации модели.

2. «Двигатель+трансмиссия» – учитывает работу двигателя внутреннего сгорания (используется внешняя-скоростная характеристика, замеренная в стендовых условиях), муфты сцепления и коробки передач.

3. «Колеса передней оси» и «Колеса задней оси» – расчет физики вращения колеса в различных режимах (ведомый, ведущий, тормозной, нейтральный). При превышении условия по сцеплению колеса с опорной поверхностью производится расчет пробуксовки/блокирования.

4. «Расчет нормальных реакций» – при ускорении и замедлении, а также при уклонах дорожного полотна необходимо пересчитывать нормальные реакции.

5. «Кузов» – в данной подсистеме производится расчет динамики кузова автомобиля (скорость и ускорение).

Исходные данные (весовые, габаритные, аэродинамические характеристики транспортного средства, передаточные числа и КПД трансмиссии, тяговые характеристик двигателя и т.п) были предоставлены специалистами Объединенного инженерного центра или получены экспериментально.

По окончании моделирования результаты можно посмотреть (проанализировать) в соответствующих блоках score, а также в файле с расширением .xlsx.

Подготовка и проведение испытаний по оценке тягово-скоростных свойств

Для валидации и верификации ранее разработанной математической модели необходимо провести ряд испытаний с фиксацией сле-

дующих динамических параметров: скорость; продольное ускорение; пройденный путь; обороты двигателя; действия водителя (нажатие на педаль газа, сцепление, тормоз); крутящий момент двигателя.

Для фиксации перечисленных выше параметров специалистами НГТУ была разработана измерительная установка, принципиальная схема которой (информационное взаимодействие между компонентами) представлена на рис. 4.

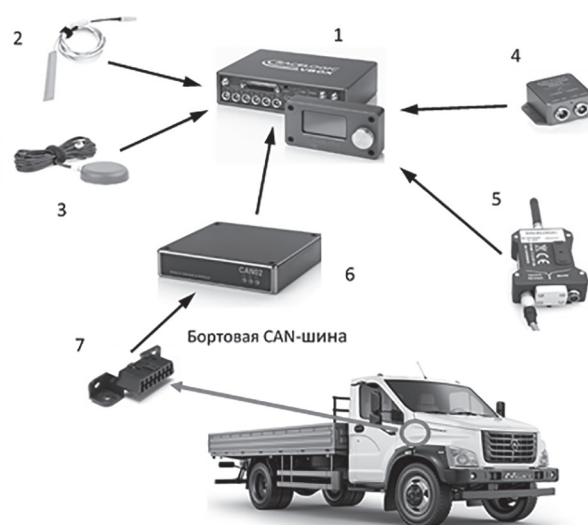


Рис. 4. Принципиальная схема измерительной установки:

- 1 – многофункциональный измеритель скорости Racelogic VBOX 3i 100Hz; 2 – триггер;
3 – GPS/Glonass антенна; 4 – гироскоп IMU04;
5 – NTRIP модем; 6 – CAN02; 7 – OBD колодка в автомобиле Газон Next

В качестве динамической системы сбора данных используется устройство Racelogic Vbox 3i 100Hz (поз. 1), измеряющее при помощи ГНСС-технологии (GPS/Глонасс) скорость движения транспортного средства, траекторию движения, для фиксации ускорения установлен гироскоп Racelogic IMI04 (поз. 4). Известно, что из-за атмосферных явлений, переотражений сигнала погрешность позиционирования может достигать 10 метров, поэтому для уточнения траектории используется Real Time Kinematic (кинематика реального времени) технология. Прием RTK-поправок от базовой станции осуществляется при помощи специального GSM-модема (поз. 5). Информация о действиях водителя (процент нажатия на педаль газа, тормоза, сцепления), режимах работы двигателя (обороты коленчатого вала,

нагрузка, актуальный крутящий момент) содержится в информационной шине CAN, поэтому система сбора данных была подключена к данной сети при помощи дополнительного устройства – Raselogic CAN02 (поз. 6) – через стандартную диагностическую OBD-II колодку (поз. 7).

Установка измерительного оборудования в кабине показана на рис. 5.



Рис. 5. Установка измерительного оборудования в кабине

Испытания производились на полигоне «Березовая пойма» Объединенного инженерного центра (ОИЦ) автомобильного завода ГАЗ.

Режимы испытаний были следующие: разгон транспортного средства при 100 % подаче топлива в трех состояниях (полная масса, половина от максимальной загрузки, снаряженная масса), каждое из которых тестировалось с установленным тентом и без него.

Результаты испытаний (график изменения скорости от времени), а также их сопоставление с моделированием показаны на рис. 6.

Выводы

По результатам проведенных тестов была валидирована разработанная ранее математическая модель движения среднетоннажного грузового автомобиля ГАЗон Next. Представленные графики моделирования и испытаний показывают достаточную сходимость расчета и эксперимента.

В дальнейшем планируется методами модельно-ориентированного проектирования разработать алгоритм электронного блока управления автоматизированной трансмиссией с последующим тестированием его при помощи данной математической модели. Это позволит

снизить человеческие и финансовые затраты на промежуточных этапах отработки программного обеспечения, оставив проведение только финальных калибровочных работ непосредственно на действующем прототипе.

Исследования были выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проекта по договору № 02.G25.31.0270 от 29.05.2017 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218) с использованием измерительной аппаратуры Центра коллективного пользования НГТУ «Транспортные системы».

Литература

1. Туркин А.В., Сотников А.В., Шипатов А.В. Верификация при модельно-ориентированном проектировании с использованием среды Simulink // Известия Вузов. Электроника. 2014. № 3. С. 63–68.
2. Paterno F. Model-based design and Evaluation of interactive applications // Springer. 2000. P. 195.
3. Мушкаев С.В., Андрианов А.В., Песельник М.Г. Поддержка процессора Neuromatrix в среде модельно-ориентированного проектирования Matlab/Simulink с расширением embedded coder // DSPA: Вопросы применения цифровой обработки сигналов. 2017. № 3. С. 179–183.
4. Талукдер Ю.З. Модельно-ориентированное проектирование систем автоматического управления в инженерном образовании // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 3. С. 89.
5. Понятский В.М. Использование модельно-ориентированного подхода для проектирования динамических систем // Труды международной научно-практической конференции «Передовые информационные технологии, средства и системы автоматизации и их внедрение на российских предприятиях» АИТА-2011. 2011. С. 438–453.
6. Карпов В.В., Карпов А.В. Особенности применения современных методов разработки программного обеспечения защищенных автоматизированных систем // Программные продукты и системы. Software & Systems. 2016. № 1. С. 5–12. DOI: 10.15827/0236-235X.113.005-012

References

1. Turkin A.V., Sotnikov A.V., SHipatov A.V. Verification in model-oriented design using the Simulink software. *Izvestiya Vuzov. Elektronika*. 2014. No 3, pp. 63–68 (in Russ.).
2. Paterno F. Model-based design and Evaluation of interactive applications. Springer. 2000. P. 195.

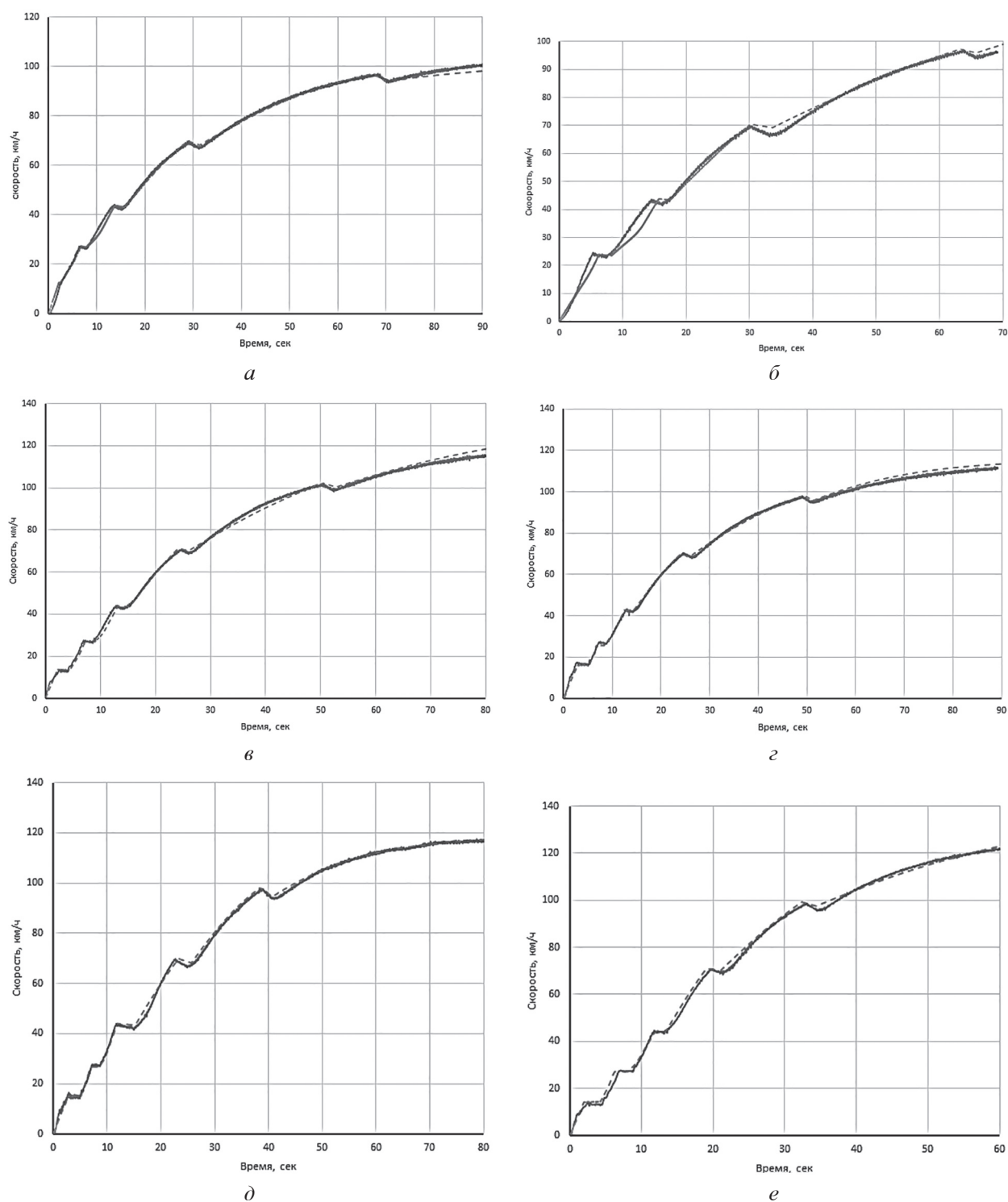


Рис. 6. Сравнение результатов моделирования и испытаний:
 сплошная синяя линия – эксперимент; красный пунктир – моделирование
 (*a, б* – полная масса (тент/без тента соответственно); *в, г* – частичная нагрузка (тент/без тента соответственно); *д, е* – снаряженная масса (тент/без тента соответственно))

3. Mushkaev S.V., Andrianov A.V., Pesel'nik M.G. Support for the Neuromatrix processor in the Matlab/Simulink model-oriented design software with the embedded coder extension. *DSPA: Voprosy primeneniya cifrovoj obrabotki signalov*, 2017. No 3, pp. 179–183 (in Russ.).
4. Talukder YU.Z. Model-oriented design of automatic control systems in engineering education. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*. 2013. No 3, pp. 89 (in Russ.).
5. Ponyatskij V.M. The use of a model-oriented approach for the design of dynamic systems. *Trudy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii "perezodovye informacionnye tekhnologii, sredstva i sistemy avtomatizatsii i ih vnedrenie na rossijskikh predpriyatiyah" AITA-2011* [Proceedings of the international scientific-practical conference "advanced information technologies, tools and automation systems and their implementation in Russian enterprises" AITA-2011]. 2011, pp. 438–453 (in Russ.).
6. Karpov V.V., Karpov A.V. Features of the application of modern software development methods for protected automated systems. *Programmnye produkty i sistemy. Software & Systems*. 2016. No 1, pp. 5–12 (in Russ.). DOI: 10.15827/0236-235X.113.005-012.

VERIFICATION OF THE MATHEMATICAL MODEL FOR EVALUATING THE TRACTION AND SPEED PROPERTIES OF A MEDIUM-TONNAGE CARGO VEHICLE

E.I. Toropov, YU.P. Trusov, PhD in Engineering **A.V. Tumasov, P.S. Moshkov**
Nizhny Novgorod State Technical University named after R. Alekseev
Nizhny Novgorod, Russia
evgeny.toropov@nntu.ru

A modern vehicle is a complex mechatronic system. Creating a new vehicle requires engineers to have deep knowledge of various disciplines, such as mechanics, electronics, gas-hydrodynamics, computer science, etc. In this regard, the paramount task is the development of mathematical models and their implementation in software for the purpose of testing, verifying and calibrating the operation algorithms of automotive electronic units. This article is devoted to modeling the longitudinal dynamics of the Gazon Next truck, as well as its verification. A "dynamic" virtual model for evaluating traction and speed properties was developed by scientists of the Nizhny Novgorod State Technical University in Matlab/Simulink software using the "classical" approach. Initial data for modeling was obtained from the design documentation provided by the manufacturer and from the results of experiments. The purpose of virtual dynamics tests is to test, debug, and calibrate the "upper" level of the algorithm developed using the "finite state machines" method, an automated transmission control unit. The use of model when testing the logic of the software is possible only after its validation and verification. In this regard, the scientists of the Nizhny Novgorod State Technical University conducted tests to assess the traction and speed properties of the object of study. The article presents a schematic diagram of the developed measuring system, which allows recording data at a frequency of 100 Hz: speed, acceleration, trajectory, as well as engine operation and driver actions. The tests were carried out at the "Beryozovaya Poima" testing area. The vehicle was investigated in three states (gross weight, half of the maximum load, curb weight), each of which was tested with and without mounted tent. At the end of the article, the simulation results and the obtained experimental dependences are presented, sufficient convergence of the calculation and test results are shown.

Keywords: traction and speed properties, model-oriented design, Matlab/Simulink, verification, testing.

К ПРОБЛЕМЕ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СБЕРЕЖЕНИЯ В СФЕРЕ ТРАНСПОРТНОЙ АЛЬТЕРНАТИВНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

д.т.н. **Фомин В.М.**, д.ф.-м.н. **Скворцов А.А.**, к.т.н. **Апелинский Д.В.**
Московский политехнический университет, Москва, Россия
mixalichDM@mail.ru

В статье излагается стратегия управления энергосбережением в сфере эксплуатации средств наземного транспорта, разработанная на принципиально новой основе эффективного преобразования энергетического потенциала отходящей тепловой энергии. В работе исследована и предложена энерготехнологическая схема, основанная на организации термохимического преобразования (конверсии) исходного углеводородного топлива с использованием отходящей теплоты в новый вид синтезированного топлива с более высокими показателями теплоты сгорания. Такая энерготехнологическая схема утилизации позволяет использовать целый ряд коммерческих углеводородных энергоносителей, в том числе и альтернативных, способных к реализации эффективных реакций термокаталитической конверсии с выходом энергоемкого целевого продукта. Для термокаталитической конверсии характерна не только высокая степень утилизации отходящей теплоты, но и усовершенствованные кинетические и токсические показатели сгорания производимого топливного продукта – синтез газа. При использовании конвертированного газообразного продукта в качестве топлива с повышенной теплотворной способностью повышаются энергетические и эффективные показатели энергетической установки, ее топливная экономичность. Кроме того, присутствие в топливной смеси водорода, являющегося активирующим реагентом процесса сгорания, может способствовать повышению экологических качеств установки. В современных энергосберегающих технологиях транспорта подобные эффективные и компактные системы до настоящего времени еще не нашли своего практического применения, поэтому в данной статье этот вопрос рассматривается более подробно. Концепция подобного вида утилизации отходящей теплоты энергетической установки разработана на базе фундаментальных положений термохимии и может быть реализована в условиях эксплуатации любого вида энергетической установки транспортного средства. В ее основе лежит закон сохранения энергии, который в термохимии интерпретируется как закон Гесса. По результатам опытной апробации установлено, что реализация способа позволяет снизить расход топлива тепловым двигателем транспортного средства до 15 %.

Ключевые слова: метанол, дизель, термохимическая регенерация, отработавшие газы, термохимическая установка, теплосиловая установка.

Введение

Энергия, уносимая с отходящими газами энергетической установки (ЭУ) транспортного средства, определяет долю химической энергии топлива, нереализованную в работу в рабочем цикле ЭУ. Если учесть, что в ряде случаев потери теплоты с отходящими газами составляют до 50 % химической энергии потребляемого топлива, то этот аспект проблемы топливно-энергетического сбережения заслуживает самого пристального внимания.

Представляется целесообразным полезно использовать хотя бы некоторую часть этой теплоты с целью минимизации тепловых потерь рабочего цикла ЭУ. Одним из перспективных направлений, связанных с использова-

ние вторичной теплоты отходящих газов, является применение утилизационных средств. В существующих технологических схемах утилизации энергетического потенциала отходящих газов стационарных и авиационных ЭУ используют теплообменные регенераторы и рекуператоры. Известны способы регенерации теплоты, используемые в крупных стационарных установках, на основе применения котлов-утилизаторов или других средств. Все эти сложные технологические приемы утилизации отходящей теплоты и высокие массогабаритные показатели технических средств, используемых для ее реализации, ограничивают возможности их практического применения на наземных мобильных средствах.

Цель исследования

Сказанное выше обуславливает целесообразность разработки на принципиально новой технологической основе более приемлемых для транспорта систем утилизации теплоты. Работы в направлении поиска приемлемых утилизационных средств для ЭУ наземных транспортных средств, априори, должны развиваться по пути создания эффективных и максимально компактных систем. В общем виде для эффективного преобразования энергетического потенциала отходящей теплоты ЭУ в полезную работу желательно создать условия, при которых наибольшая часть этой теплоты могла бы быть повторно использована в рабочем цикле ЭУ, предельно минимизируя тем самым тепловые потери цикла и, как следствие, обуславливая экономию потребляемого топлива.

Методы и средства проведения исследований

Преобразование химической энергии любого вида топлива в работу в энергоустановках осуществляется в два этапа: на первом этапе она преобразуется в теплоту, а уже на втором этапе эта теплота реализуется в работу [1]. Именно в процессе этих преобразований и проявляются основные потери располагаемой энергии топлива, снижающие показатели эффективности работы установки. Понятно, что для более эффективного использования химической энергии любого вида топлива необходимо снизить ее потери, как на первом этапе преобразования, так и на втором.

Опираясь на достигнутый уровень исследований в этой области, можно отметить, что до настоящего времени в двигателестроении (как и в целом в энергомашиностроении) успешно применялся основанный на классических положениях термодинамики весьма эффективный способ уменьшения потерь работоспособности топлива на втором этапе преобразования энергии. Эффективность этого преобразования, которая оценивается термическим КПД цикла η_t , зависит от соотношения средних температур подвода T_{1cp} и отвода T_{2cp} теплоты в цикле [1]:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2cp}}{T_{1cp}},$$

то есть, чем выше средняя температура подвода теплоты при рассматриваемом

уровне средней температуры отвода теплоты, тем выше термический КПД цикла.

Однако в современных двигателях внутреннего сгорания (ДВС) транспортных средств температурный уровень рабочего тела таков, что его дальнейшее повышение обуславливает серьезную проблему обеспечения необходимой термической прочности. Поэтому повышение эффективности использования топлива в двигателе путем повышения средней верхней термодинамической температуры рабочего тела в цикле зависит от возможностей дальнейшего повышения термостойкости теплонапряженных деталей ДВС. Если учесть, что эти возможности для большинства традиционных транспортных ДВС уже практически исчерпаны, становится очевидным, что сам способ, предусматривающий повышение температуры рабочего тела, становится малоперспективным.

В этих условиях представляется целесообразной разработка метода снижения уровня необратимых потерь, возникающих на первом этапе преобразования химической энергии топлива, то есть на этапе преобразования ее в теплоту. Понятно, что реализация этого способа по возможности не должна быть сопряжена с повышением температурного уровня рабочего тела. Исходя из основных положений химической термодинамики можно утверждать, что реализация такого способа априори возможна лишь при наличии альтернативных топлив, сжигание которых при одинаковой температуре сопровождалось бы различными уровнями необратимых потерь [2]. Топлива, обладающие высоким уровнем необратимых потерь, путем термохимических превращений (конверсии) можно преобразовать в новое (синтезированное) топливо с более высоким энергетическим потенциалом. В общем случае, эффективность энергопреобразования топлива зависит от его химической природы (эндотермического эффекта системы реакций его конверсии). В основе способа организации процесса энергопреобразования топлива лежит предложенный ранее [3] принцип термохимической регенерации отходящей теплоты.

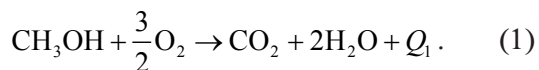
Из сказанного следует, что для подобного энергопреобразования топлива в рабочем цикле двигателя необходимо предусмотреть еще один процесс, в отличие от традиционного ДВС, где химическая энергия топлива преобразуется в теплоту непосредственно. Согласно

предлагаемому способу на предварительном этапе исходное топливо подвергается термохимической переработке (конверсии), а уже на последующем – конвертированное топливо используется для организации рабочего цикла двигателя. Если процесс энергопреобразования топлива организовать на основе регенерации («поглощения») теплоты, например, отводимой из цикла с отработавшими газами (ОГ), это позволяет повысить энергию исходного топлива на величину поглощенной части теплоты ОГ. Понятно, что для обеспечения эффективного (полностью заверщенного) конверсионного процесса необходимо использовать такие виды альтернативных топлив, которые имеют рабочую температуру конверсии соизмеримую со средним температурным уровнем ОГ. К таким топливам относится ряд легких гомологов предельных углеводородов (алканов), низшие спирты, простые эфиры и др., среди которых наиболее перспективным является метиловый спирт (метанол), который в крупномасштабном объеме производится для химической промышленности России, а в мировой практике уже относительно давно применяется в качестве заменителя традиционных моторных топлив [4]. Он может производиться из биологических природных ресурсов, обеспечивая при этом возможность возобновляемой замены нефтяному топливу.

Результаты исследований и их обсуждение

Термохимическая сущность процесса преобразования (повышения) энергии исходного топлива отражает основные фундаментальные положения термодинамики, в частности, закон Гесса [5]. Покажем это на основе анализа тепловых эффектов от сгорания метанола, осуществляемого по двум сценариям (маршрутам).

По первому сценарию сжигаем метанол в кислороде:

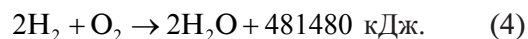
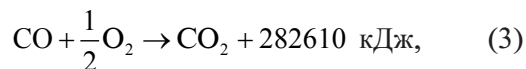


Тепловой экзотермический эффект Q_1 известен и равен 629440 кДж. В результате реакции (1) образуются 3 кмоль продуктов сгорания.

По второму, двухступенчатому сценарию сначала спирт разлагается на СО и H_2 :



При этом образуются 1 кмоль СО и два кмольа H_2 с эндотермическим тепловым эффектом Q_2 . Затем сжигаем в кислороде 3 кмольа полученных в результате реакции (2) продуктов:



Суммарный тепловой эффект этих двух реакций равен $Q_\Sigma = 282610 + 481480 = 764090$ кДж/кмоль (в элементарной реакции окисления водорода принимают участие две его молекулы, что приводит к удвоению суммарного теплового эффекта). В соответствии с законом Гесса суммарные тепловые эффекты различных маршрутов окисления метанола должны совпадать: $629440 = -Q_2 + 764090$ кДж / кмоль. Отсюда: $Q_2 = 134650$ кДж / кмоль. Теплота Q_2 соответствует тепловому эффекту (2) диссоциации метанола.

Видно, что тепловой эффект от сжигания конвертированной смеси газов СО и H_2 превышает эффект от сжигания того же количества жидкого метанола (исходное топливо) на величину $Q_2 = 134650$ кДж / кмоль (т.е. на 21,4 %), что соответствует затраченной при разложении спирта энергии. При организации эндотермического процесса конверсии в условиях двигателя эта энергия заимствуется у располагаемой тепловой энергии выпускных газов.

Возможность энергетического преобразования топлива на практике подтверждается общеизвестными данными калориметрических измерений для целого ряда углеводородных соединений, в частности, для класса простейших спиртов. Для наглядности покажем это на примере сравнения теплоты сгорания уже рассмотренного выше жидкого метанола и продуктов его конверсии (газообразная смесь водорода и монооксида углерода, так называемый синтез-газ). Теплота сгорания метанола $Hu_{(M)} = 19670$ кДж / кг. Теплота сгорания продуктов конверсии метанола (ПКМ) $Hu^k = 23870$ кДж / кг.

Таким образом, при сгорании в двигателе 1 кг ПКМ, полученных из такой же массы жидкого метанола, высвобождается дополнительная тепловая энергия, накопленная в процессе конверсии спиртового топлива, равная $Hu^k - Hu_{(M)} = 4200$ кДж / кг, что однозначно подтверждает данные термохимического анализа, рассмотренного выше. Таким образом,

можно достоверно утверждать, что значительная доля (21,4 %) располагаемой химической энергии исходного спиртового топлива после его энергопреобразования может быть возвращена в рабочий цикл ДВС для совершения полезной работы.

Для выяснения энергетической эффективности термохимического преобразования топлива проведем сравнительный анализ процесса его сгорания в двух энергетически подобных теплосиловых установках (ТСУ). Первая из них работает по обычной схеме, вторая функционирует с использованием процесса предварительного термохимического преобразования (конверсии) топлива. Необходимый тепловой режим процесса конверсии топлива обеспечивается за счет подвода теплоты от теплоотводящих ветвей цикла, то есть с использованием теплоты ОГ.

Первая установка работает следующим образом. Исходное топливо при параметрах окружающей среды поступает в ТСУ, где и сгорает. Сжигание топлива сопровождается выделением теплоты, равной теплоте сгорания топлива $Q_1 = Hu$ (при анализе масса топлива принята равной единице). Эта теплота передается рабочему телу ТСУ. Для упрощения анализа будем считать, что передача теплоты происходит обратимо при средней верхней температуре T_1 . Продукты сгорания после завершения цикла отводятся в атмосферу.

Если у рабочего тела средняя нижняя температура, при которой осуществляется отвод теплоты, равна T_2 , то производимая им работа может быть определена как:

$$L = Q_1 - Q_2 = Hu - Hu \frac{T_2}{T_1} = Hu \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (5)$$

При этом, эффективность использования химической энергии топлива равна:

$$\eta = \frac{L}{Hu} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (6)$$

Зависимость (6) определяет коэффициент полезного действия (КПД) теплосиловой установки, который равен отношению количества энергии, выделяемой в виде работы, ко всей энергии топлива, поступившей в ТСУ. Отметим, что выражение КПД рассматриваемой установки совпадает с термическим КПД цикла. Это свидетельствует о том, что в ТСУ без термохимической регенерации эффективность использования энергии топлива целиком

зависит от преобразования теплоты в работу и не может превысить эффективности преобразования последней.

Вторая ТСУ работает с реализацией процесса предварительного энергопреобразования топлива. В отличие от первой ТСУ топливо в ее рабочее пространство поступает не сразу, а предварительно проходит стадию термохимической переработки в специальном аппарате – термохимическом реакторе (ТХР). В нем под действием теплоты, поступающей из теплоотводящих ветвей цикла ТСУ при средней нижней температуре T_2 , совершается термохимическое преобразование исходного топлива в конвертированное, которое и подается на сжигание в ТСУ. Если принять, что теплообмен в этой ТСУ осуществляется обратимо (как и в первом варианте), то рабочее тело ТСУ с ТХР должно получить теплоту при средней верхней температуре T_1 , равной теплоте сгорания конвертированного (синтезированного) топлива: $Q_1^{TXP} = Hu^k$.

Следовательно, в этом случае воспринятая рабочим телом теплота превышает теплоту сгорания исходного топлива Hu на величину ΔHu^k , которая была поглощена при термохимическом преобразовании исходного топлива в ТХР и соответственно равна:

$$Hu^k = Hu + \Delta Hu^k. \quad (7)$$

Будем считать, что ТСУ с ТХР преобразует воспринимаемую рабочим телом теплоту с той же эффективностью, что и ТСУ без ТХР, то есть термический КПД обеих установок одинаков. Тогда работа, которую может произвести ТСУ с ТХР будет равна:

$$L^{TXP} = (Hu + \Delta Hu^k) \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (8)$$

Эффективность использования энергии топлива в ТСУ с ТХР определится выражением:

$$\begin{aligned} \eta^{TXP} &= \frac{L^{TXP}}{Hu} = (Hu + \Delta Hu^k) \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \frac{1}{Hu} = \\ &= Hu \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \frac{1}{Hu} + \Delta Hu^k \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \frac{1}{Hu} = \\ &= \eta \left(1 + \frac{\Delta Hu^k}{Hu} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

Из выражения (9) следует, что эффективность преобразования химической энергии топлива в цикле ТСУ с ТХР по сравнению с ее

преобразованием в обычной ТСУ может быть увеличена в $\left(1 + \frac{\Delta H_u^k}{H_u}\right)$ раз.

Покажем это на примере теплосиловой установки с ТХР, работающей, например, на метаноле. Тепловой эндотермический эффект реакции конверсии метанола (количество теплоты, утилизированной от ОГ), как было рассмотрено выше, равен 4200 кДж/кг. Условно принимая значение средней верхней температуры цикла за $T_1 = 2000$ К, а средней нижней – за $T_2 = 1000$ К, согласно зависимости (6), имеем величину термического КПД ТСУ без ТХР $\eta_t = 50$ %. Для установки с ТХР, согласно зависимости (9), он будет превышать КПД первой установки в $(1 + 4200/19670) = 1,21$ раз, т.е. окажется равным 60,5 %.

Из приведенного анализа следует, что необратимые потери преобразования химической энергии конвертированного топлива в теплоту всегда меньше соответствующих потерь при сжигании исходного топлива без его предварительной термохимической переработки. Причем, величина уменьшения необратимых потерь адекватна энергии ОГ, которую необходимо затратить на компенсацию теплового эндотермического эффекта реакций конверсии исходного топлива.

Проведенный анализ показывает, что предлагаемый способ, разработанный на базе общих фундаментальных положений термодинамики, может быть применен для любого типа энергетических установок транспортного средства, в том числе и для поршневых ДВС.

Теоретические основы подобных систем питания поршневых двигателей в современной исследовательской практике остаются малоизученными. Однако они представляют определенный интерес, в первую очередь, с точки зрения оценки потенциальных возможностей применения ТХР в составе систем питания двигателей и повышения эффективности использования энергии альтернативных видов топлива.

Основным показателем для теоретической оценки эффективности рабочего цикла поршневого двигателя служит термический КПД термодинамического (идеального) цикла [1, 5]. Авторами проведен математический анализ влияния процесса термохимической регенерации на эффективность использования энергии топлива применительно к термодинамическому циклу со смешанным подводом теплоты

(теоретический цикл двигателя с воспламенением от сжатия – дизеля). По результатам проведенного анализа получена зависимость для определения эффективности использования энергии топлива η^{TXP} для цикла дизеля реализованного с термохимической регенерацией теплоты, отводимой из цикла:

$$\eta^{TXP} = 1 - \frac{(1-w)(\lambda \cdot \rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda - 1) + k \cdot \lambda(\rho - 1)] - w(\lambda \cdot \rho^k - 1)},$$

где λ – степень повышения давления в цикле; ρ – степень расширения; ε – степень сжатия; k – показатель адиабаты; w – степень регенерации, $w = \frac{Q_p}{Q_2}$, здесь Q_p – количество теплоты, регенерируемой в цикл; Q_2 – теплота, отведенная из цикла.

Для сравнения заметим, что термический КПД η_t цикла дизеля без ТХР определяется зависимостью [1]:

$$\eta_t = 1 - \frac{(\lambda \cdot \rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda - 1) + k \cdot \lambda(\rho - 1)]}.$$

Для термодинамического цикла ДВС с принудительным воспламенением (цикл Отто), $\rho = 1$ с термохимической регенерацией выражение показателя эффективности использования энергии топлива приобретает вид:

$$\eta^{TXP} = 1 - \frac{(1-w)}{\varepsilon^{k-1} - w}.$$

Термический КПД η_t , как известно [1], для этого цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Из полученных выражений видно, что показатель эффективности использования энергии топлива в рабочих циклах ДВС может быть повышен с помощью термохимической регенерации при постоянных параметрах самого цикла (без повышения начальных параметров рабочего тела), то есть в том числе и без увеличения тепловой напряженности двигателя. Из этих же выражений следует, что данный показатель существенно зависит от степени термохимической регенерации w отходящей теплоты. В связи с этим целесообразно рассмотреть условия, при которых термохимическая регенерация отводимой из цикла теплоты обеспечивает предельно возможную степень повышения энергии топлива.

Применение систем предварительного химического преобразования топлива с использованием для этой цели отходящей с ОГ теплоты позволяет повысить эффективность его сжигания в рабочем цикле двигателя, но при определенных условиях. В частности, эндотермический эффект реакции конверсии исходного топлива различен для отдельных видов альтернативных топлив и определяется их химической природой. Например, для метанола, как было показано выше, он равен 4200 кДж/кг.

Кроме того, по результатам исследования установлено, что процесс термokatалитической конверсии альтернативного топлива осуществим с использованием катализатора при определенных рабочих температурах, например, для метанола не ниже 280...300 °C [3].

Таким образом, реализация способа преобразования энергетических характеристик топлива на основе утилизации отходящей теплоты принципиально возможна для любого типа двигателя с учетом упомянутых выше ограничений, то есть в определенных температурных условиях, зависящих от текущего режима работы двигателя и способа организации его рабочего цикла.

Так, для условий рабочего цикла двигателя с принудительным (искровым) зажиганием реализация способа возможна в достаточно широком диапазоне изменения его нагрузочных режимов, благодаря относительно высокому уровню температурно-энергетического потенциала отработавших газов, характерному для данного типа двигателя. При этом газообразные продукты конверсии могут быть использованы как основное топливо для питания двигателя, способ организации рабочего процесса которого в данном случае практически аналогичен газовому двигателю.

Не исключается принципиальная возможность реализации этого способа в транспортных дизелях, в которых, например, предварительно химически преобразованное альтернативное топливо используется совместно с дизельным топливом в качестве компонента бинарной топливной смеси (аналог газодизельного цикла). В данном случае расход конвертируемого топлива через реактор может варьироваться в определенных пределах в соответствии с температурными и энергетическими возможностями теплоносителя (выпускных газов) для каждого конкретного режима

работы двигателя по условию обеспечения полного завершения процесса конверсии.

Следует отметить еще один интересный в научно-практическом смысле аспект применения предлагаемого способа. При соответствующей организации термохимического преобразования топлива появляется уникальная возможность регенерации не только тепловой, но и химической составляющей энергии потока выпускных газов, которой располагают содержащиеся в них продукты неполного сгорания топлива (CO, CH и др.). Такая возможность может быть реализована путем экзотермического доокисления (дожигания) этих продуктов на окислительном катализаторе, размещенном в рабочем пространстве реактора конверсии (Патент РФ № 2249807). Расчетная величина мощности дополнительного теплового эффекта в этом случае может быть определена как:

$$Q_{\text{доп}} = G_{\text{ог}} \cdot \sum (H_{u_i} \cdot m_i),$$

где H_{u_i} и m_i – теплота сгорания i -го компонента неполного сгорания топлива и его относительное массовое содержание в выпускных газах; $G_{\text{ог}}$ – массовый расход выпускных газов через реактор.

Теплота, выделяющаяся при экзотермическом окислении этих продуктов, используется для повышения эффективности конверсионного процесса.

По результатам серии экспериментальных исследований осуществлена опытная апробация способа химического преобразования альтернативного топлива (метанола) с оценкой его эффективности в реальных условиях рабочих циклов тепловых двигателей. Разработаны компактные термokatалитические реакторы, которые по своим характеристикам согласованы с условиями работы двигателей, используемых для средств наземного транспорта. Опытная апробация эффективности способа проведена в условиях стендовых испытаний двигателей, работающих с использованием спиртового топлива по двум теплосиловым циклам: цикл со смешанным подводом теплоты (дизель) и цикл Отто (двигатель с искровым зажиганием).

В первом варианте апробации [6] использовался дизель типа 4Ч 10,5/12, в выпускной системе которого был установлен реактор для термохимического преобразования (кон-

версии) метанола. Газообразные продукты конверсии поступали в рабочее пространство дизеля через впускной трубопровод вместе с воздушным зарядом, где они воспламенялись и сгорали при впрыскивании в цилиндр запальной порции дизельного топлива (аналог газодизельного цикла). В ходе испытаний было установлено повышение эффективного КПД дизеля в пределах 4,5...8,5 %. Наибольшее значение КПД соответствовало режимам повышенных мощностей. Наряду с энергосберегающим эффектом благодаря тому, что в состав продуктов конверсии метанола входит активирующий сгорание водород [7], регистрировалось улучшение экологических качеств двигателя: содержание углеродных частиц (сажи) в выпускных газах снизилось практически в 2 раза, оксидов азота до 16 %.

Во втором варианте [8] опытной апробации использовался двигатель автомобиля семейства ВАЗ, работающий на газообразных продуктах конверсии метанола с организацией рабочего процесса, аналогичного традиционному газовому двигателю. Для номинального режима работы опытного двигателя регистрировалось повышение на 15 % эффективного КПД и существенное улучшение его экологических качеств по сравнению с бензиновым аналогом.

Установленное проявление энергосберегающего и экологического эффектов при реализации предложенного способа обуславливает актуальную целесообразность его применения для двигателей наземных транспортных средств.

Заключение

По приведенным результатам можно заключить, что наряду с другими направлениями по совершенствованию показателей работы двигателей предложенный способ можно отнести к одному из перспективных направлений в области поисковых исследований в сфере транспортной энергетики. Этот способ следует рассматривать как один из вариантов решения ряда проблемных вопросов в контексте социально важных проблем экологической безопасности и энергообеспечения транспорта альтернативными видами топлива из возобновляемых сырьевых источников. Предложенный способ может быть направлен на разработку новых типов рабочего процесса ДВС, а также модификацию уже существующих. Его применение может быть успешно совмещено с рядом других

известных мероприятий, дополняя и усиливая при этом их совокупную эффективность.

Представляется важным отметить, что в ходе проведения исследований были установлены приоритетные положения, имеющие научную и прикладную значимость.

Практическая значимость. Многомиллионные комплексы транспортных средств мегаполисов выбрасывают в окружающую среду миллиарды джоулей тепловой энергии, которая безвозвратно теряется. Применение предложенной энерготехнологической системы позволит утилизировать значительную часть этой энергии для преобразования ее в полезную работу. Это приведет к ощутимой экономии топливных ресурсов в сфере энергопотребления транспорта. Благодаря технологической простоте бортовой организации конверсионного процесса он может быть реализован в условиях эксплуатации любого вида теплового двигателя для наземного транспорта при минимальных производственных и финансовых затратах.

По своему влиянию на показатели рабочего цикла двигателя энерготехнологическая система предварительной конверсии топлива обладает свойством многофункциональности. Наряду с повышением энергосбережения она обеспечивает возможность эффективного использования экологически чистых альтернативных видов топлива, то есть комплексно решать важные социальные проблемы энергообеспечения, сбережения ресурсов традиционных видов топлива и экологической безопасности на транспорте.

Научная значимость. В ходе проведения теоретических исследований был сформулирован ряд научных положений [9], которые до настоящего времени еще не нашли своего детального отражения в теории современной теплоэнергетики.

1) Сформулировано положение о возможности комплексной термохимической регенерации энергии отходящих газов двигателя, включая тепловую и химическую составляющие энергии газового потока. Подобная схема предложенного варианта энерготехнологической утилизации вторичных энергетических ресурсов в современной исследовательской практике оставалась до настоящего времени детально не изученной.

2) В основу функционирования предлагаемой энерготехнологической системы регене-

рации отходящей теплоты положен принцип, отражающий лишь в общем виде сущность классического регенеративного цикла теплового двигателя. Однако его термохимический сценарий включает в себя дополнительный структурный этап преобразования химической энергии исходного топлива, что обуславливает его индивидуальное гносеологическое отличие от классического понимания регенеративного цикла. В области современных научных исследований и технологий энергомашиностроения данный вид регенеративного цикла до настоящего времени еще не находил своего реального отражения.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей // Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
2. Носач В.Г., Перелетов И.И. Методы повышения эффективности использования топлива в технологических процессах // Теплофизика и теплотехника. 1977. № 37. С. 44–47.
3. Fomin V.M. and Makunin A.V. Thermo chemical recovery of heat contained in exhaust gases of internal combustion engines (a general approach to the problem of recovery of heat contained in exhaust gases) // Theoretical foundations of chemical engineering. 2009. Vol. 43. No 5, pp. 834–840.
4. Звонов В.А., Черных В.И., Заиграев Л.С. Технико-экономические и экологические показатели применения метанола как топлива для двигателей внутреннего сгорания // Экотехнология и ресурсосбережение. 1995. № 4. С. 5–8.
5. Исаев С.И. Термодинамика: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 416 с.
6. Фомин В.М., Каменев В.Ф., Хрипач Н.А. Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на водородно-дизельных топливных композициях // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology ISJAE. 2005. № 7. С. 32–42.
7. Фомин В.М. Системы химического воздействия на параметры рабочего цикла дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2004. № 6. С. 34–38.
8. Фомин В.М., Каменев В.Ф., Хрипач Н.А. Автомобильный двигатель, работающий на смесевом топливе бензин-водород // АГЗК + Альтернативные топлива. 2006. № 1(25). С. 72–77.
9. V.M. Fomin, V.F. Kamenev and D.V. Apelinskiy. Management strategy of new energy-saving technology in the field of ground transport based on the principle of thermo-chemical regeneration of waste heat energy // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering.-2019. Vol. 534. No 1. 012032. doi:10.1088/1757-899X/534/1/012032.

References

1. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej* [Theory of piston and combined engines]. Pod red. A.S. Orlina i M.G. Kruglova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 372 p.
2. Nosach V.G., Pereletov I.I. Methods to improve fuel efficiency in technological processes. *Teplofizika i teplotekhnika*. 1977. No 37, pp. 44–47 (in Russ.).
3. Fomin V.M. and Makunin A.V. Thermo chemical recovery of heat contained in exhaust gases of internal combustion engines (a general approach to the problem of recovery of heat contained in exhaust gases) // Theoretical foundations of chemical engineering.-Vol. 43. No 5. 2009. P.p. 834–840.
4. Zvonov V.A., Chernykh V.I., Zaigraev L.S. Technical, economic and environmental indicators of the use of methanol as a fuel for internal combustion engines. *Ekotekhnologiya i resursosberezhenie*. 1995. No 4, pp. 5–8 (in Russ.).
5. Isaev S.I. *Termodinamika* [Thermodynamics]: Uchebnik dlya vuzov. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2000. 416 p.
6. Fomin V.M., Kamenev V.F., Hripach N.A. Theoretical and experimental studies of engine operation on hydrogen-diesel fuel compositions. *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology ISJAE*. 2005. No 7, pp. 32–42 (in Russ.).
7. Fomin V.M. Chemical impact systems on diesel duty cycle parameters. *Traktory i sel'skohozyajstvennyye mashiny*. 2004. No 6, pp. 34–38 (in Russ.).
8. Fomin V.M., Kamenev V.F., Hripach N.A. Gas-hydrogen mixed fuel automobile engine. *AGZK + Alternativnye topliva*. 2006. No 1(25), pp. 72–77 (in Russ.).
9. V.M. Fomin, V.F. Kamenev and D.V. Apelinskiy. Management strategy of new energy-saving technology in the field of ground transport based on the principle of thermo-chemical regeneration of waste heat energy. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering.-2019. Vol. 534. No 1. 012032. doi:10.1088/1757-899X/534/1/012032.

THE PROBLEM OF FUEL AND ENERGY SAVINGS IN TRANSPORT ALTERNATIVE ENERGY ENGINEERING

DSc in Engineering **V.M. Fomin**, DSc in Physics and Mathematics **A.A. Skvorcov**, PhD in Engineering **D.V. Apelinskij**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
mixalichDM@mail.ru

The article sets out an energy-saving management strategy for the operation of ground transportation vehicles, developed on a fundamentally new basis for the effective transformation of the energy potential of waste heat. The work investigated and proposed an energy-technological scheme based on the organization of thermochemical conversion of the original hydrocarbon fuel using waste heat into a new type of synthesized fuel with higher calorific values. Such an energy-technological scheme of utilization allows the use of a number of commercial hydrocarbon energy carriers, including alternative ones capable of implementing effective thermocatalytic conversion reactions with the release of an energy-intensive target product. Thermocatalytic conversion is characterized not only by a high degree of utilization of waste heat, but also by improved kinetic and toxic indicators of combustion of the produced fuel product – synthesis gas. When using a converted gaseous product as a fuel with increased calorific value, the energy and effective indicators of the power plant and its fuel efficiency increase. In addition, the presence of hydrogen in the fuel mixture, which is an activating reagent of the combustion process, can enhance the environmental performance of the installation. In modern energy-saving transport technologies, such efficient and compact systems have not yet found their practical application, therefore this article discusses this issue in more detail. The concept of this type of utilization of waste heat of a power plant is developed on the basis of the fundamental principles of thermochemistry and can be implemented under the conditions of operation of any type of power plant of a vehicle. It is based on the law of conservation of energy, which in thermochemistry is interpreted as the Hess's law. According to the results of experimental testing, it was found out that the implementation of the method allows to reduce fuel consumption by the vehicle's heat engine to 15 %.

Keywords: methanol, diesel, thermochemical regeneration, exhaust gases, thermochemical installation, heat power installation.

СИСТЕМА ЭЛЕКТРОСТАРТЕРНОГО ПУСКА С ВЫСОКОВОЛЬТНОЙ КОНДЕНСАТОРНОЙ БАТАРЕЕЙ

Шматков Ю.М., к.т.н. Малеев Р.А., Буйнов В.В.

Московский политехнический университет, Москва, Россия

eoqe@mospolytech.ru

В данной статье рассматривается применение емкостных накопителей энергии в системах электростартерного пуска для автомобильных двигателей внутреннего сгорания и разработка системы пуска, позволяющая обеспечить необходимые пусковые качества автомобильных двигателей. В результате проведенного анализа разработана система электростартерного пуска с емкостным накопителем энергии (высоковольтной конденсаторной батареей) и стартерным электродвигателем. Применение такой системы пуска позволит уменьшить необходимую (номинальную) емкость аккумуляторной батареи на 10...15 % по сравнению с существующими на любом транспортном средстве. Это позволяет уменьшить массу и габариты первичного источника электрооборудования автомобиля, а освободившееся место использовать для других систем и оборудования. Работая в условиях обеспеченного режима разряда (близких номинальным), аккумуляторная батарея будет более эффективно использоваться на транспортном средстве, так как ее активные вещества более полно участвуют в окислительно-восстановительном процессе при длительном разряде (токами, близкими к номинальным). Особенно эта проблема становится актуальной в условиях работы аккумуляторной батареи при низких температурах. Конденсаторная батарея, заряжаясь малыми токами, способна в течение 5...7 с отдать большую энергию при работе на высоковольтный электродвигатель и обеспечить уверенный пуск двигателей внутреннего сгорания. Предлагаемая система позволяет обеспечить выполнение требований к пусковым качествам двигателей внутреннего сгорания в наиболее тяжелых режимах эксплуатации. Применение высоковольтного электростартерного двигателя позволяет уменьшить пусковые токи (в 10...15 раз) по сравнению с существующими и обеспечить необходимый вращающий момент для прокручивания коленчатого вала. Для обеспечения системы энергией разработана схема необходимого преобразователя напряжения, выполненная по схеме преобразователя постоянного тока в постоянный ток. Предусмотрена возможность заряда емкостного накопителя энергии от внешней сети переменного однофазного тока напряжением 220 ± 11 В частотой 50 ± 1 Гц, что позволяет более широко использовать систему пуска, даже в случаях полного разряда. При разработке конструкции системы были учтены требования, обеспечивающие компактность устройства, удобство эксплуатации, быструю доступность к менее надежным деталям и узлам, минимально возможную протяженность силовых проводов и кабелей.

Ключевые слова: емкостный накопитель энергии, аккумуляторная батарея, двигатель внутреннего сгорания, конденсаторная батарея, преобразователь напряжения.

Введение

Увеличение количества энергопотребителей в конструкции автомобиля потребовало увеличения мощностных характеристик электрогенераторов, и другого электрооборудования двигателя, а также электростартерных систем без сильного изменения их параметров (массы и габаритных размеров). В применяемых в настоящее время на автомобилях системах электростартерного пуска (СЭП) источником энергии является аккумуляторная батарея (АБ), которая обеспечивает надежный пуск двигателя внутреннего сгорания (ДВС) без предварительного подогрева до температур $-(20...30)^\circ\text{C}$. При температурах ниже $-(30...35)^\circ\text{C}$ СЭП

с АБ становятся практически не работоспособными, что связано со значительным увеличением внутреннего сопротивления и снижением развиваемой мощности АБ, а также отдачи АБ по емкости и энергии.

Стремление обеспечить работоспособность СЭП с АБ при низких температурах уже привело к тому, что на 1000 см^3 рабочего объема ДВС приходится от 8 до 34 кг массы СЭП, из которых 60...80 % составляет АБ, изготовляемая из дефицитного свинца. Суммарная масса АБ и электростартера составляет 1...3 % от массы автомобиля. В последние годы особое внимание уделяется применению в СЭП ДВС как источников тока емкостных накопителей

энергии (НЭ). Так, при сравнительно небольшой удельной энергии НЭ обладают высокими показателями по удельной мощности. Благодаря меньшему внутреннему сопротивлению НЭ могут быстро накапливать и отдавать энергию. Выделение энергии НЭ за относительно небольшой интервал времени позволяет электростартеру развивать значительную мощность и вращать коленчатый вал ДВС с высокой пусковой частотой, что значительно повышает надежность пуска.

Основная часть

При обоснованном выборе схемных решений, высоких удельных показателей НЭ, оптимизации конструкции электростартера и правильном согласовании конструкции электростартера СЭП с НЭ по своим габаритно-массовым показателям могут конкурировать с традиционными СЭП с АБ. Применение на автотракторных ДВС СЭП с НЭ будет являться оправданным в том случае, если они по своим параметрам и технико-экономическим характеристикам не будут уступать традиционным СЭП с аккумуляторной батареей. Разработка и проектирование СЭП с НЭ с оптимизацией по массе является очень важной проблемой, решение которой позволяет качественно повысить технико-экономические и другие показатели СЭП с НЭ и ускорить процесс их внедрения на автомобилях и тракторах. В данной статье представлена СЭП с НЭ, а также рассчитан и представлен преобразователь напряжения, конденсаторная батарея (КБ), выполняющая роль НЭ, система контроля заряда КБ, повышающий трансформатор, электродвигатель стартера.

Для пуска ДВС требуется сравнительно небольшое количество энергии. Но для того, чтобы эта энергия была выделена, в течение небольшого промежутка времени (до 10...15 с) источник энергии должен иметь определенную мощность. Поэтому для обеспечения надежного пуска двигателей при низких температурах приходится применять АБ большой емкости со значительным запасом, неиспользуемой полностью электрической энергии. Запасенную в АБ энергию в наиболее тяжелых эксплуатационных условиях (при низких температурах и высокой силе тока стартерного разряда) можно в лучшем случае использовать на 5 ... 10 %.

Анализ различных накопителей энергии показал, что при сравнительно небольшой

удельной энергии по удельной мощности очень высокими показателями обладают КБ. Благодаря малому внутреннему сопротивлению КБ способны быстро накапливать и отдавать накопленную энергию (время заряда и разряда определяется в основном параметрами соответственно зарядной цепи и потребителя электроэнергии).

Указанные преимущества КБ дают возможность использовать их в системах электростартерного пуска в качестве промежуточных накопителей энергии. КБ размещают между АБ и стартером. Во время работы ДВС она вместе с АБ подзаряжается, чем обеспечивается возможность пуска ДВС после непродолжительной остановки. Перед пуском холодного двигателя КБ в течение 30...90 с заряжается от АБ (время заряда определяется установленной силой разрядного тока АБ) и затем, в течение 1...5 с разряжается на стартер, прокручивающий коленчатый вал ДВС.

Выделение энергии КБ за короткий промежуток времени способствует развитию значительной мощности стартера, вращению коленчатого вала с большей пусковой частотой, тем самым повышается надежность пуска. Поскольку АБ разряжается на КБ в течение более длительного времени по сравнению с продолжительностью пуска ДВС, то ее емкость можно значительно уменьшить.

В результате проведенного анализа выбрана конструкция СЭП с КБ, структурная схема которой представлена на рис. 1. К источнику питания (АБ) подключено втягивающее реле. Оно в свою очередь механически соединено с механизмом привода электродвигателя, а электрическое соединение происходит коммутирующим устройством, которое, в свою очередь, соединено с преобразователем напряжения. Преобразователь на входе имеет постоянное напряжение 12 В, а на выходе – постоянное напряжение 220 В, подаваемое на КБ, которая после заряда разряжается на электродвигатель стартера. После чего окончательный разряд КБ на резистор происходит за счет коммутирующего устройства.

Одним из важнейших элементов предложенной схемы является преобразователь напряжения (рис. 2), который включает в себя следующие элементы: инвертор, на входе которого 12 В постоянного напряжения от АБ, а на выходе – 12 В переменного; трансформатор, преобразующий 12 В в 220 В; выпрями-



Рис. 1. Структурная схема системы электростартерного пуска с конденсаторной батареей



Рис. 2. Преобразователь напряжения

тель, преобразующий переменное напряжение с трансформатора в постоянное, величиной 220 В и частотой 50 Гц; фильтр, обеспечивающий требуемый коэффициент пульсаций.

Данная схема СЭП с КБ имеет ряд преимуществ:

- развитие значительной мощности стартера;
- вращение коленчатого вала с более высокой пусковой частотой, что повышает надежность пуска;

– использование АБ со значительно меньшей емкостью, так как она разряжается на КБ в течение более длительного времени по сравнению с продолжительностью пуска двигателя.

На основании структурной схемы СЭП с высоковольтной батареей была разработана принципиальная электрическая схема (рис. 3).

Силовая схема включает в себя:

- первичный источник питания – аккумуляторную батарею GB;
- мостовой выпрямитель на диодах VD1...VD4;
- конденсаторную батарею C2, обеспечивающую пуск высоковольтного электродвигателя последовательного возбуждения.

Система управления включает в себя:

- автогенератор Ройера с самовозбуждением на транзисторах VT1, VT2 с трансформаторной связью;

– устройство контроля заряда конденсаторной батареи C2 выполненного на делителе, состоящего из следящего конденсатора C3, потенциометра RP, позволяющего устанавливать уровень срабатывания стабилитрона VD9, биполярного транзистора VT3, коммутирующего цепь включения контактной лампы HL, сигнализирующей об окончании заряда конденсаторной батареи.

Коммутационная схема включает замок зажигания, вспомогательные и силовые контакторы, втягивающее реле, обеспечивающие выполнение алгоритма работы при пуске двигателя внутреннего сгорания.

Работа схемы СЭП, изображенной на рис. 3, происходит следующим образом.

При переводе ключа в положение заряд, срабатывает вспомогательное реле K1, которое замыкает контакты K1:1 и размыкает контакты K1:2 шунтирующего резистора Rш конденсаторной батареи. GB через S1 включает в работу инвертор, формирующий переменное напряжение, которое повышается трансформатором TV до значения 220 В, которое в свою очередь выпрямляется диодным мостом VD1...VD4 и начинается заряд конденсаторной батареи C2 и одновременно заряжается конденсатор C3 до напряжения пробоя стабилитрона VD9, которое соответствует напряжению C3 равному

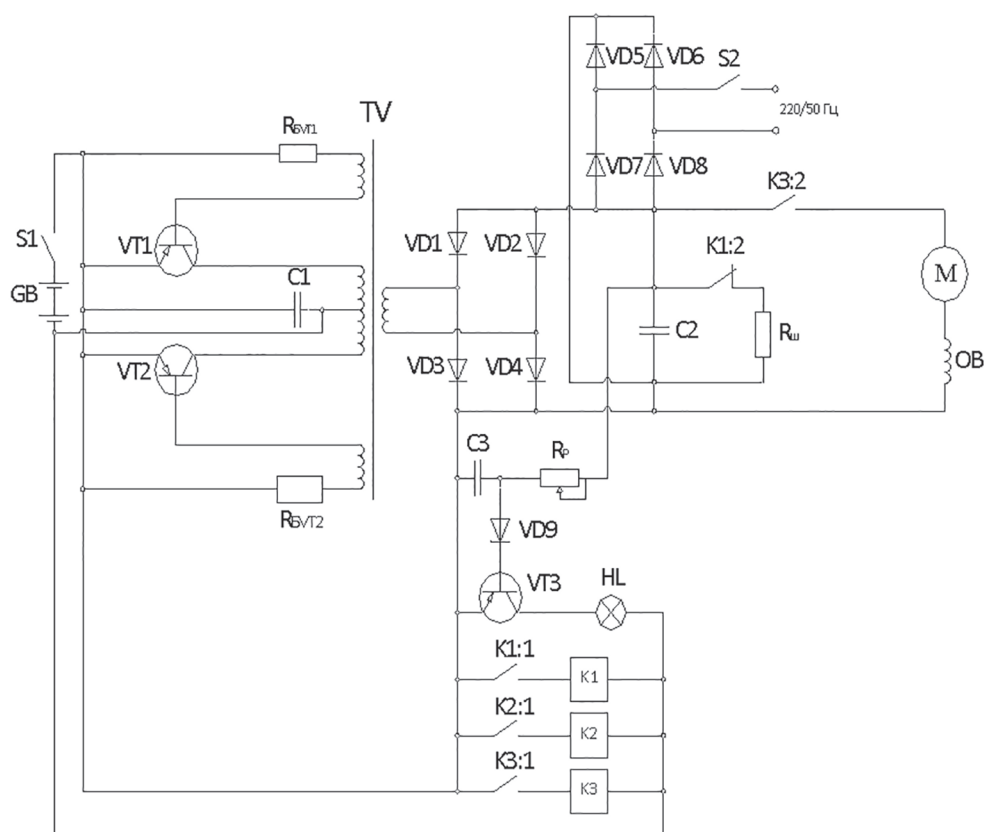


Рис. 3. Система электростартерного пуска с высоковольтной конденсаторной батареей

220 В. Стабилитрон VD4 открывает транзистор VT3, загорается лампа HL, сигнализирующая о заряде конденсаторной батареи C2.

При переводе ключа замка зажигания в режим «пуск» контакт S1 замкнут, срабатывает вспомогательное реле K2, которое замыкает обмотку втягивающего реле K3 на напряжение GB.

Контакты втягивающего реле K3:2 замыкают цепь разряда конденсаторной батареи C2 на электродвигатель M, который обеспечивает пуск ДВС. В случае неудачной попытки пуска, контактор K1 подключает GB к преобразователю напряжения и включает конденсаторную батарею на «заряд» и процесс повторяется. При удачной попытке пуска контакты K1:2 замыкаются на сопротивление Rш, разряжая конденсаторную батарею, что обеспечивает ее безопасную эксплуатацию.

При заряде конденсаторной батареи от сети (внешнего источника электропитания с $U = 220 \text{ В}$, $f = 50 \pm 1 \text{ Гц}$.) через контакт S2 используется однофазный мостовой выпрямитель на диодах VD5...VD8.

Разработка транзисторных преобразователей начинается с анализа требований,

которые предъявляются к проектируемому прибору. Основными из них являются эксплуатационные, определяющие условия работы преобразователя в составе комплекса аппаратуры и требуемую надежность при заданном времени работы и хранения; экономические, определяющие стоимость прибора.

Большинство из предъявляемых требований являются противоречивыми, например, требования минимальных габаритно-массовых показателей и высокой надежности в течение длительного времени работы и стоимости. Поэтому из предъявляемых требований выделяются основные и принимаются компромиссные решения. Выбор структурной схемы преобразователя проводится в основном по результатам анализа технических требований к параметрам.

При расчете преобразователя необходимо определить основные параметры трансформатора. Расчет режима работы транзисторов включает определение токов и напряжений в коллекторной и базовой цепи, а также мощность потерь, определяющую температуру нагрева транзистора.

Преобразователь для питания электронного оборудования, установленного на автомоби-

ле, можно характеризовать по следующим исходным данным:

- входное напряжение питания от аккумуляторной батареи автомобиля – 12 В;
- отрицательный вывод аккумуляторной батареи соединен с массой автомобиля;
- выходное напряжение питания – 220 В;
- ток нагрузки – 0,5 А, пульсация выпрямленного напряжения – 0,2 В.

Преобразователь предназначается для массового серийного производства и должен иметь минимальную стоимость и высокую эксплуатационную надежность в диапазоне изменения температуры окружающей среды от $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ при движении автомобиля по шоссе и грунтовым дорогам.

Выводы

Данная СЭП позволяет обеспечить надежный пуск ДВС в условиях низких температур. При исключении сбоев и задержек (потерь) рабочего времени за счет эффективного пуска прогнозируется и уменьшение затрат на эксплуатацию транспортного средства.

Применение такой СЭП позволит уменьшить необходимую (номинальную) емкость АБ на 10...15 %, что в свою очередь уменьшит массу и габариты первичного источника тока на автомобиле.

Работая в условиях облегченного режима разряда (близкого к номинальному), АБ будет более эффективно использоваться на транспортном средстве, так как активные вещества АБ более полно участвуют в окислительно-восстановительном процессе при длительном разряде токами близкими к номинальным.

Особенно это становится актуальной в условиях работы АБ при низких температурах, при хранении транспортного средства в неотапливаемых помещениях. Конденсаторная батарея, заряжаясь малыми токами, способна в течение 5...7 с отдать большую энергию в импульсе при работе на высоковольтный электродвигатель и обеспечить пуск двигателей внутреннего сгорания.

Литература

1. Коротков В.И., Малеев Р.А., Мычка Н.В., Гулин А.Н. Емкостные накопители энергии в системе электростартерного пуска автомобильных двигателей. Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 4 (26). Т. 1. С. 26–31.

2. Квайт С.М., Менделевич Я.А., Чижков Ю.П. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей. М.: Машиностроение. 1990. 256 с.
3. Малеев Р.А., Гулин А.Н., Мычка Н.В., Кузнецова Ю.А. Система электростартерного пуска с различными источниками тока. Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 4 (26). Т. 1. С. 51–55.
4. Малеев Р.А., Шматков Ю.М. Подбор системы электростартерного пуска с емкостным накопителем энергии и аккумуляторной батареей. Известия МГТУ «МАМИ». 2013. № 2 (16). Т. 1. С. 125–129.
5. Малеев Р.А., Шматков Ю.М. Методика расчета системы электростартерного пуска с аккумуляторной батареей и емкостным накопителем энергии. Известия МГТУ «МАМИ». 2013. № 2 (16). Т. 1. С. 129–133.
6. Шматков Ю.М., Климов Д.С. Эксплуатационные испытания систем электростартерного пуска с емкостными накопителями энергии на автомобилях. Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 1 (23). Т. 1. С. 94–98.

References

1. Korotkov V.I., Maleev R.A., Mychka N.V., Gulina A.N. Capacitive energy storage in the electric start system of automotive engines. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2015. No 4 (26). Vol. 1, pp. 26–31 (in Russ.).
2. Kvajt S.M., Mendelevich YA.A., Chizhkov YU.P. *Puskovye kachestva i sistemy puska avtotraktornykh dvigatelej* [Starting qualities and starting systems of automotive engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1990. 256 p.
3. Maleev R.A., Gulina A.N., Mychka N.V., Kuznetsova YU.A. Electric starting system with various current sources. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2015. No 4 (26). Vol. 1, pp. 51–55 (in Russ.).
4. Maleev R.A., SHmatkov YU.M. Selection of an electric starting system with capacitive energy storage and battery. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2013. No 2(16). Vol. 1, pp. 125–129 (in Russ.).
5. Maleev R.A., SHmatkov YU.M. Methodology for calculating an electric start-up system with a battery and capacitive energy storage. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2013. No 2 (16). Vol. 1, pp. 129–133 (in Russ.).
6. SHmatkov YU.M., Klimov D.S. Performance tests of electric starting systems with capacitive energy storage on vehicle. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2015. No 1 (23). Vol. 1, pp. 94–98 (in Russ.).

ELECTRIC STARTING SYSTEM WITH HIGH VOLTAGE CAPACITOR BANK

YU.M. SHmatkov, PhD in Engineering R.A. Maleev, V.V. Bujnov

Moscow polytechnic University, Moscow, Russia

eoqe@mospolytech.ru

This article discusses the use of capacitive energy storage devices in electric start-up systems for automotive internal combustion engines and the development of a start-up system to ensure the necessary starting qualities of automobile engines. As a result of the analysis, an electric start-up system with a capacitive energy storage device (high-voltage capacitor bank) and a starter motor were developed. The use of such a starting system will reduce the required (nominal) battery capacity by 10 ... 15 % compared with existing on any vehicle. This allows to reduce the weight and dimensions of the primary source of electrical equipment of the vehicle, and use the free space for other systems and equipment. Operating in conditions of a secured discharge mode (close to nominal), the battery will be used more efficiently in a vehicle, since its active substances are more fully involved in the redox process during a long discharge (currents close to nominal). Especially this problem becomes relevant in conditions of battery operation at low temperatures. A capacitor bank, charged by low currents, is capable of delivering large energy during operation to a high-voltage electric motor for 5 ... 7 s and ensuring reliable start-up of internal combustion engines. The proposed system makes it possible to fulfill the requirements for the starting qualities of internal combustion engines in the most difficult operating conditions. The use of a high-voltage electric starter motor reduces starting currents (10 ... 15 times) compared to existing ones and provides the necessary torque for moving the crankshaft. To provide the system with energy a scheme of the necessary voltage converter was developed, it was made according to the scheme of the DC-DC converter. It is possible to charge a capacitive energy storage device from an external network of alternating single-phase current voltage of 220 ± 11 V with a frequency of 50 ± 1 Hz, which makes it possible to more widely use the starting system, even in cases of complete discharge. When developing the system design, the requirements of ensuring the compactness of the device, ease of use, quick access to less reliable parts and assemblies, the smallest possible length of power wires and cables were taken into account.

Keywords: capacitive energy storage, rechargeable battery, internal combustion engine, capacitor bank, voltage converter.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

К.Т.Н. Щетинин Ю.С.

Московский политехнический университет
jsetinin@mail.ru

Тематика представленной работы связана с решением вопросов совершенствования методов проектирования узлов и агрегатов трансмиссии наземных тяговых и транспортных средств. Предметом исследования является двухпоточная гидромеханическая передача, включающая в себя гидротрансформатор и трехзвенный дифференциальный механизм. Представлены структурные схемы двухпоточных передач, используемые в трансмиссиях тяговых и транспортных машин. Эксплуатационные свойства передачи в значительной степени определяются кинематической схемой механизма. Для выбора схемы двухпоточной передачи применительно к конкретным условиям эксплуатации надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Выбор конструкции может быть сделан на основании сравнительного анализа работы передачи. Целью исследований является снижение трудоемкости выполнения расчетов путем уменьшения числа анализируемых вариантов схемы. Рассматривается двухпоточная гидродинамическая передача простейшего типа, состоящая из гидротрансформатора и дифференциального механизмов первого и второго типов. Показано, что для ее реализации теоретически можно использовать 48 различных вариантов кинематической схемы. По результатам кинематического анализа работы этих вариантов, выполненного аналитически с использованием плана угловых скоростей трехзвенного дифференциального механизма, получены 24 варианта кинематической схемы, в которых отсутствует передача мощности от турбинного колеса гидротрансформатора к его насосному колесу. Рекомендуется при анализе работы этих схем использовать единый алгоритм расчета независимо от типа применяемого дифференциального механизма. Для этого все варианты схемы объединены в 12 групп. Математические модели для описания кинематических, силовых и энергетических свойств объектов каждой группы идентичны.

Ключевые слова: двухпоточная передача, гидромеханическая передача, гидротрансформатор, кинематическая схема, трехзвенный дифференциальный механизм, анализ работы, методы проектирования.

Введение

Двухпоточные передачи (ДПП) получают все большее распространение в трансмиссиях наземных транспортных и тяговых машин. Свойства двухпоточной передачи зависят от свойств агрегатов, используемых в ветвях передачи, и от принятой кинематической схемы, т.е. от места установки дифференциального механизма (на выходе или на входе), от его типа, от метода соединения основных звеньев дифференциала с остальными элементами передачи. Выбор конструкции может быть сделан на основании сравнительного анализа ее работы применительно к различным кинематическим схемам передачи. Большое разнообразие схем значительно усложняют эту задачу. В то же время особенности работы используемых в передаче агрегатов накладывают ограничения на возможность применения от-

дельных схем. Так, использование гидродинамической передачи не предполагает ее работу в режиме передачи мощности от турбинного колеса к насосному.

Целью настоящих исследований является снижение трудоемкости выполнения расчетов, связанных с анализом работы различных схем двухпоточной гидромеханической передачи, путем уменьшения числа анализируемых вариантов схемы.

Материалы и методы исследования

В двухпоточных передачах мощность от источника энергии (двигателя) к потребителю передается по двум ветвям. Ветви передачи кинематически связаны друг с другом и образуют замкнутый контур. Для нормальной работы замкнутой передачи передаточные числа ветвей должны быть согласованы. Не-

регулируемые ДПП с постоянными передаточными числами ветвей используются крайне редко, т.к. не дают особых преимуществ. Возможность изменения в процессе эксплуатации передаточного числа хотя бы одной ветви позволяет получить передачу с желаемыми свойствами, определяемыми такими параметрами, как КПД передачи, ее силовой и скоростной диапазоны, степень нагруженности ветвей и т.д. Для получения такой конструкции необходимо обеспечить дифференциальную связь между ветвями замкнутого контура, т.е. использовать механизм с двумя степенями свободы, например, обычный трехзвенный дифференциал.

Трехзвенный дифференциальный механизм (ТДМ) представляет собой планетарную передачу, имеющую три основных звена и сателлиты. Оси вращения основных звеньев неподвижны в пространстве. Два из основных звеньев представляют собой шестерни, соединенные между собой посредством сателлитов – шестерен с подвижными осями вращения. Оси сателлитов закреплены в водиле – третьем основном звене дифференциала. В дальнейшем для обозначения основных звеньев будем использовать индексы: «а» и «с» – для шестерен, «b» – для водила.

Между угловыми скоростями звеньев ТДМ существует зависимость [1]:

$$\omega_a - u_{ac}\omega_c - (1 - u_{ac})\omega_b = 0, \quad (1)$$

где ω_a , ω_b и ω_c – угловые скорости основных звеньев; u_{ac} – внутреннее передаточное число ТДМ (отношение угловых скоростей двух основных звеньев при остановленном водиле:

$$u_{ac} = \frac{\omega_a}{\omega_c} \Big|_{\omega_b=0}.$$

Если $u_{ac} \neq 1$ (несимметричный дифференциал), то угловые скорости ω_a и ω_c при остановленном водиле различны по величине.

Условимся за звено a принимать шестерню, которая при этом имеет более высокое по абсолютной величине значение угловой скорости ($|u_{ac}| > 1$).

Знак внутреннего передаточного числа зависит от числа и вида зацеплений, осуществляющих связь между основными звеньями ТДМ и может быть определен по формуле:

$$\text{sign}(u_{ac}) = (-1)^m,$$

где m – число внешних зацеплений.

Существуют различные конструктивные схемы ТДМ: с внешним зацеплением ше-

стерен, с внутренним зацеплением, со смешанным зацеплением, с одновенцовыми и двухвенцовыми сателлитами, с присоединяемыми рядами [1, 2]. Каждая из них относится к одному из двух типов. Схемы первого типа характеризуются положительным значением внутреннего передаточного числа, для схем второго типа $u_{ac} < 0$.

Наряду с внутренним передаточным числом для характеристики ТДМ часто используют конструктивный параметр k . Его значение численно равно абсолютной величине u_{ac} и определяется отношением чисел зубьев зубчатых колес механизма. Величина k всегда положительная и не может быть меньше единицы. Конструктивные соображения накладывают определенные ограничения на значение параметра k . Так, для наиболее распространенной схемы с одновенцовыми сателлитами смешанного зацепления рекомендуется выбирать его значения из диапазона $1,5 \leq k \leq 4,5$. Однако, используя в ТДМ двухвенцовые сателлиты или присоединяемые ряды, этот диапазон можно расширить до значений $1,0 < k \leq 10$ [2].

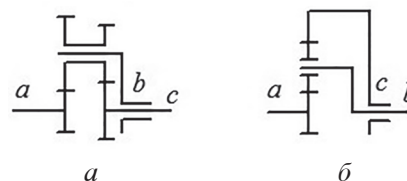


Рис. 1. Схемы ТДМ первого (а) и второго (б) типов

С целью упрощения изложения материала для отображения ТДМ будем использовать схемы, изображенные на рис. 1, но предполагать, что они позволяют реализовать расширенный диапазон изменения параметра k .

Зависимость (1) справедлива для ТДМ и первого, и второго типов. Если в уравнении использовать конструктивный параметр k , то для механизма первого типа

$$\omega_a - k\omega_c - (1 - k)\omega_b = 0$$

или

$$\omega_a + (k - 1)\omega_b - k\omega_c = 0. \quad (2)$$

Для механизма второго типа

$$\omega_a + k\omega_c - (k + 1)\omega_b = 0. \quad (3)$$

Уравнения для механизмов разного типа отличаются тем, что коэффициенты при втором и третьем члене уравнения (2) на единицу меньше соответствующих коэффициентов уравнения (3) и вместо угловых скоростей

звеньев c и b используются угловые скорости звеньев b и c . Таким образом, если вместо дифференциального механизма второго типа использовать механизм первого типа, поменяв в схеме местами звенья b и c и увеличив на единицу значение конструктивного параметра, то получим одинаковые результаты кинематических расчетов. Этот вывод можно распространить и на результаты динамического и мощностного анализа схем при условии, что потери мощности в дифференциальном механизме учету не подлежат. Это обстоятельство позволяет уменьшить трудоемкость анализа работы схем.

Существует два варианта установки дифференциального механизма: на выходе из передачи и на входе в нее. Обе схемы изображены на рис. 2.

Здесь D – дифференциал; 0 – входной вал; x – выходной вал; $1, 2$ и 3 – звенья дифференциала; u_I и u_{II} – передаточные числа первой и второй ветвей.

Для схемы на рис. 2, а $u_I = u_{01}$, $u_{II} = u_{03}$; для схемы на рис. 2, б $u_I = u_{1x}$, $u_{II} = u_{3x}$.

Известны зависимости, связывающие передаточное число ДПП u_{0x} с передаточными числами ветвей и передаточными числами звеньев дифференциала [1].

При принятых обозначениях для схемы с дифференциалом на выходе:

$$u_{0x} = \frac{u_I u_{12}}{1 - \frac{u_I u_{13}}{u_{II}}},$$

для схемы с дифференциалом на входе:

$$u_{0x} = \frac{u_{II} - u_{31} u_I}{u_{32}}.$$

Обычно в процессе эксплуатации изменяется передаточное число только одной ветви, которая называется основной. В нее встраивают трансформатор крутящего момента: коробку передач, вариатор, гидрообъемную передачу,

электрическую передачу, ГТР. Передаточное число дополнительной ветви остается постоянным. В дальнейшем будут рассмотрены двухпоточные передачи именно такого типа.

Используются соосные и несоосные двухпоточные передачи. Если в основной ветви передачи предполагается использовать готовую конструкцию трансформатора крутящего момента, то двухпоточную передачу проще реализовать на основе несоосной схемы. Использование несоосной схемы может быть вызвано также требованиями компоновки. Соосная схема позволяет получить компактную конструкцию, и ей отдают предпочтение, когда основными элементами трансформатора момента являются центральные колеса, в частности, при использовании планетарной коробки передач или ГТР. В соосных ДПП передаточное число дополнительной ветви обычно равно единице.

Свойства двухпоточной передачи зависят от передаточных чисел ветвей передачи и от принятой кинематической схемы, т.е. от места установки дифференциального механизма (на выходе или на входе), от его типа, от метода соединения основных звеньев дифференциала с остальными элементами [3, 4]. Значения передаточных чисел ветвей и конструктивного параметра k являются внутренними параметрами передачи, и анализ их влияния на свойства передачи следует проводить применительно к каждой конкретной схеме.

В двухпоточных гидромеханических передачах в основной ветви замкнутого контура устанавливается гидротрансформатор (ГТР). Кроме ГТР в этой ветви могут быть использованы дополнительные редукторы, как правило, имеющие постоянные передаточные числа (рис. 3).

В этом случае $u_I = u_1 u_G u_2$, где u_1 и u_2 – передаточные числа редукторов $P1$ и $P2$, u_G – передаточное число гидравлического элемента схемы, равное отношению угловой ско-

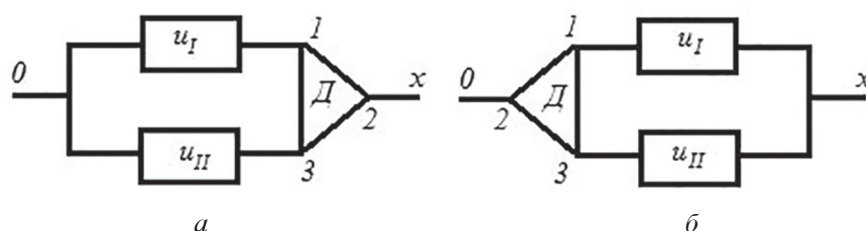


Рис. 2. Принципиальные схемы двухпоточных передач:

а – с дифференциалом на выходе; б – с дифференциалом на входе

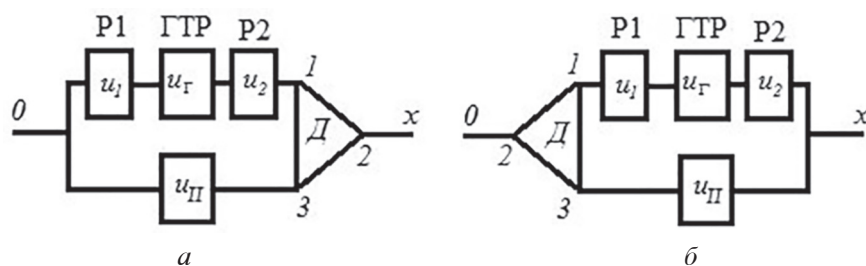


Рис. 3. Принципиальные схемы двухпоточных ГМП:

а — с дифференциалом на выходе; б — с дифференциалом на входе

рости выходного вала редуктора Р1 к угловой скорости входного вала редуктора Р2. В зависимости от способа соединения рабочих колес ГТР с валами редукторов u_{Γ} равно либо передаточному числу ГТР $u_{\Gamma\Gamma}$, либо его обратной величине $1/u_{\Gamma\Gamma}$.

Использование редукторов в ветвях ДПП позволяет изменять характеристики передачи в сторону их улучшения, но приводит к усложнению конструкции. Общий анализ работы таких передач относительно сложен, и практический интерес могут представлять результаты анализа, выполненного применительно к конкретным кинематическим схемам. Ограничимся рассмотрением наиболее простых конструкций двухпоточных передач, содержащих только ГТР и дифференциальное звено.

Принципиальные схемы таких передач представлены на рис. 4.

ГТР является необратимой передачей: предполагается, что при его работе в штатном режиме мощность должна передаваться от насосного колеса к турбинному. В то же время,

в ветвях ДПП потоки мощности могут иметь различное направление, это будет зависеть от выбранной схемы и ее внутренних параметров. Поэтому в процессе анализа вместо двух принципиальных схем передачи использовались четыре, в которых расположение насосного и турбинного колес зафиксировано.

Для схем на рис. 4 имеем:

$$\begin{aligned} \text{а) } u_{\text{ГМП}} &= \frac{u_{\Gamma} u_{12}}{1 - u_{\Gamma} u_{13}}; \quad \text{б) } u_{\text{ГМП}} = \frac{1 - u_{\Gamma} u_{31}}{u_{32}}; \\ \text{в) } u_{\text{ГМП}} &= \frac{u_{\Gamma}}{1 - \frac{1}{u_{\Gamma}} u_{13}}; \quad \text{г) } u_{\text{ГМП}} = \frac{u_{\Gamma}}{u_{32}}. \end{aligned}$$

Для каждой из четырех принципиальных схем, изображенных на рис. 4, в зависимости от метода соединения звеньев ТДМ с остальными соседними звеньями передачи можно получить шесть различных вариантов кинематических схем. Таким образом, для каждого из двух типов дифференциального механизма теоретически возможны 24 варианта схемы, а в общем итоге 48.

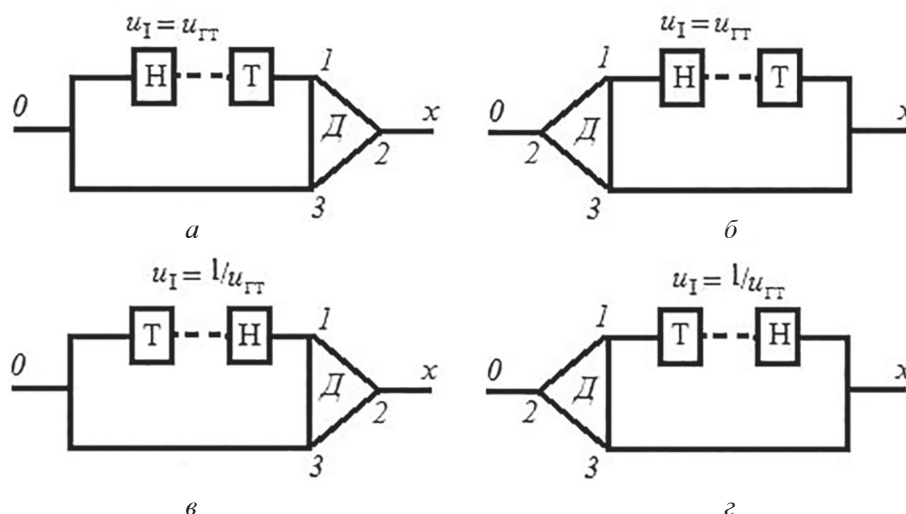


Рис. 4. Принципиальные схемы двухпоточных ГМП:

а, в — с дифференциалом на выходе; б, г — с дифференциалом на входе

В дальнейшем при обозначении схемы передачи будем придерживаться определенного правила. Обозначение содержит символы и имеет вид А-БВ-ГДЕ-Ж. Символ А характеризует вариант установки дифференциала. Для схемы с дифференциалом на выходе он имеет значение «А», для схемы с дифференциалом на входе – «Б». Символы Б и В поясняют, с каким из колес ГТР осуществляется прямая связь входного или выходного валов передачи. Символ Б может принимать значение «н» (насосное колесо) или значение «т» (турбинное колесо), символ В имеет значение «0» (входной вал) или «х» (выходной вал). Символами Г, Д и Е обозначается способ соединения звеньев ТДМ с другими элементами схемы: первый из них соответствует звену а, второй – звену б, третий – звену с. Символ Ж имеет значение «I» для ТДМ первого типа и значение «II» для ТДМ второго типа.

Например, обозначение А-н0-нхт-II означает, что используется схема с дифференциальным звеном на выходе, насосное колесо соединено с входным валом передачи и со звеном а дифференциального механизма, водило ТДМ соединено с выходным валом передачи, а звено с – с турбинным колесом, дифференциальный механизм относится ко второму типу.

Обозначения всех этих схем приведены в табл. 1.

Отсутствие жесткой кинематической связи между входным и выходным валами ГТР и автоматический выбор режима его работы в зависимости от условий нагружения при-

водят к тому, что при использовании ГТР в замкнутых передачах могут наблюдаться особые режимы его работы, неестественные для работы в открытых передачах. Например, в процессе работы может измениться направление вращения рабочих колес, турбинное колесо может обгонять насосное и т.д. Некоторые из этих режимов допустимы для работы ГТР, другие нежелательны. Это обстоятельство накладывают определенные ограничения на использование схем.

Исключим из дальнейшего рассмотрения схемы, когда при работе двухпоточной передачи в диапазоне изменения ее передаточного числа от ∞ до 1 (от стопового режима до прямого хода) турбина обгоняет насос, т.е. когда мощность передается от турбинного колеса к насосному.

Определенные выводы для отбраковки схем можно сделать по результатам кинематического анализа. Воспользуемся для этого графическим методом с использованием плана угловых скоростей звеньев дифференциала в составе двухпоточной передачи (рис. 5).

За единицу измерения угловых скоростей выбрана угловая скорость входного вала $\omega_0 = 1$. Зависимости угловых скоростей звеньев ТДМ ω_i от угловой скорости выходного вала передачи ω_x на координатной плоскости ω_x, ω_0 отображаются прямыми, проходящими через масштабную точку с (1,1). Для двух звеньев ТДМ, связанных с входным валом (горизонтальная прямая 0) и с выходным валом (прямая

Таблица 1

Схемы двухпоточных ГМП

Дифференциал на выходе							
I тип	Насос соединен с входным валом	А-н0-нхт-I	А-н0-тхн-I	А-н0-нтх-I	А-н0-хтн-I	А-н0-хнт-I	А-н0-тнх-I
	Турбина соединена с входным валом	А-т0-тхн-I	А-т0-нхт-I	А-т0-тнх-I	А-т0-хнт-I	А-т0-хтн-I	А-т0-нтх-I
II тип	Насос соединен с входным валом	А-н0-нхт-II	А-н0-тхн-II	А-н0-нтх-II	А-н0-хтн-II	А-н0-хнт-II	А-н0-тнх-II
	Турбина соединена с входным валом	А-т0-тхн-II	А-т0-нхт-II	А-т0-тнх-II	А-т0-хнт-II	А-т0-хтн-II	А-т0-нтх-II
Дифференциал на входе							
I тип	Турбина соединена с выходным валом	Б-тх-т0н-I	Б-тх-н0т-I	Б-тх-тн0-I	Б-тх-0нт-I	Б-тх-0тн-I	Б-тх-нт0-I
	Насос соединен с выходным валом	Б-нх-н0т-I	Б-нх-т0н-I	Б-нх-нт0-I	Б-нх-0тн-I	Б-нх-0нт-I	Б-нх-тн0-I
II тип	Турбина соединена с выходным валом	Б-тх-т0н-II	Б-тх-н0т-II	Б-тх-тн0-II	Б-тх-0нт-II	Б-тх-0тн-II	Б-тх-нт0-II
	Насос соединен с выходным валом	Б-нх-н0т-II	Б-нх-т0н-II	Б-нх-нт0-II	Б-нх-0тн-II	Б-нх-0нт-II	Б-нх-тн0-II

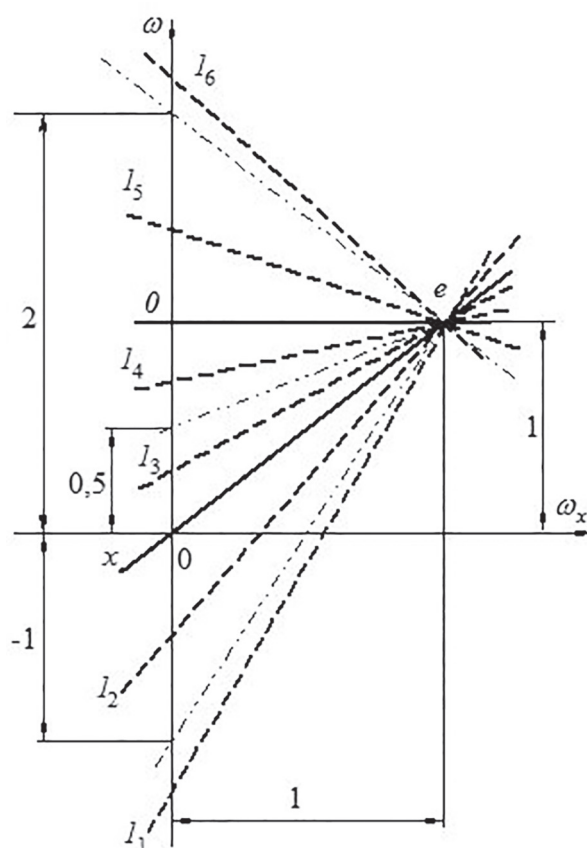


Рис. 5. План угловых скоростей звеньев ТДМ

x , проходящая через начало координат) прямые на плане имеют фиксированное положение. Согласно принятым на рис. 4 обозначениям имеем: для схем с дифференциалом на выходе $\omega_3 = \omega_0$, $\omega_2 = \omega_x$; для схем с дифференциалом на входе $\omega_2 = \omega_0$, $\omega_3 = \omega_x$. В зависимости от принятой схемы ТДМ прямая, характеризующая изменение угловой скорости звена I , может занимать на графике одно из шести положений: I_1 , I_2 , I_3 , I_4 , I_5 и I_6 . Известно [1, 2], что для ТДМ второго типа на плане угловых скоростей водилу соответствует прямая, расположенная между прямыми двух других звеньев, а звену a – прямая, более удаленная от прямой водила, чем прямая, соответствующая звену c . Для механизма первого типа водилу соответствует крайняя прямая, а звену a прямая, наиболее удаленная от нее.

Положению прямой I_1 соответствуют две схемы ТДМ первого типа (IOx и OIx) и одна схема ТДМ второго типа (IxO). При изменении угловой скорости ω_x в пределах от 0 до 1 (здесь и далее рассматривается только этот диапазон изменения ω_x) угловая скорость звена I изменяет знак, а угловая скорость звена O превышает скорости остальных звеньев ТДМ.

По этой причине звено I не должно быть насосным колесом, а звено O – турбиной и схемы А-т0-нтх-I, Б-тх-н0т-I, А-т0-тнх-I, Б-тх-0нт-I, А-т0-нхт-II и Б-тх-нт0-II следует забраковать.

Положению прямой I_2 соответствуют две схемы ТДМ первого типа (IOx и OIx) и одна схема ТДМ второго типа (OxI). Здесь также угловая скорость звена I изменяет знак, а угловая скорость звена O превышает скорости остальных звеньев ТДМ. Забраковываются схемы А-т0-тнх-I, Б-тх-0нт-I, А-т0-нтх-I, Б-тх-н0т-I, А-т0-тхн-II и Б-тх-0тн-II.

Положению прямой I_3 соответствуют две схемы ТДМ первого типа (OxI и xOI) и одна схема ТДМ второго типа (OIx). Угловая скорость звена O превышает скорости остальных звеньев ТДМ, а звено I всегда обгоняет звено x . Поэтому турбинное колесо не должно соединяться со звеном O , а, если выходной вал соединен с насосом, то и со звеном I . Следует отбраковать схемы А-т0-тхн-I, Б-нх-0нт-I, А-т0-хтн-I, Б-нх-н0т-I, А-т0-тнх-II и Б-нх-0тн-II.

Положению прямой I_4 соответствуют две схемы ТДМ первого типа (OxI и xOI) и одна схема ТДМ второго типа (xIO). Аналогично предыдущему случаю турбинное колесо не должно соединяться со звеном O , а, если выходной вал соединен с насосом, то и со звеном I . Следует отбраковать схемы А-т0-хтн-I, Б-нх-н0т-I, А-т0-тхн-I, Б-нх-0нт-I, А-т0-хтн-II и Б-нх-нт0-II.

Положению прямой I_5 соответствуют две схемы ТДМ первого типа (xIO и $1xO$) и одна схема ТДМ второго типа (xOI). Положению прямой I_6 соответствуют две схемы ТДМ первого типа (xIO и $1xO$) и одна схема ТДМ второго типа (IOx). Звено I всегда обгоняет остальные звенья ТДМ и поэтому не должно быть турбиной. Угловая скорость звена O больше угловой скорости выходного вала, поэтому, если выходной вал соединен с насосом, то звено O не должно соединяться с турбиной. На этом основании исключаются из рассмотрения схемы А-н0-хтн-I, Б-нх-нт0-I, А-н0-тхн-I, Б-нх-тн0-I, А-н0-хтн-II, Б-нх-н0т-II, А-н0-тхн-I, Б-нх-тн0-I, А-н0-хтн-I, Б-нх-нт0-I, А-н0-тнх-II и Б-нх-т0н-II.

Результаты и их применение

Результаты анализа отражены в табл. 2. Отбракованные схемы выделены фоном.

В работе [5] аналогичные результаты получены на основании расчетов, выполненных

Таблица 2

Анализ схем двухпоточных ГМП

Прямая	Тип ТДМ	Схема ТДМ	Схемы двухпоточной ГМП	
			с дифференциалом на выходе	с дифференциалом на входе
I_1	I	10x	A-n0-тнх-I, A-т0-нтх-I	Б-тх-н0т-I, Б-нх-т0н-I
		01x	A-n0-нтх-I, A-т0-тнх-I	Б-тх-0нт-I, Б-нх-0тн-I
I_2	I	1x0	A-n0-тхн-II, A-т0-нхт-II	Б-тх-нт0-II, Б-нх-тн0-II
		01x	A-n0-нтх-I, A-т0-тнх-I	Б-тх-0нт-I, Б-нх-0тн-I
	II	10x	A-n0-тнх-I, A-т0-нтх-I	Б-тх-н0т-I, Б-нх-т0н-I
		0x1	A-n0-нхт-II, A-т0-тхн-II	Б-тх-0тн-II, Б-нх-0нт-II
I_3	I	0x1	A-n0-нхт-I, A-т0-тхн-I	Б-тх-0тн-I, Б-нх-0нт-I
		x01	A-n0-хнт-I, A-т0-хтн-I	Б-тх-т0н-I, Б-нх-н0т-I
	II	01x	A-n0-нтх-II, A-т0-тнх-II	Б-тх-0нт-II, Б-нх-0тн-II
		x01	A-n0-хнт-I, A-т0-хтн-I	Б-тх-т0н-I, Б-нх-н0т-I
I_4	I	0x1	A-n0-нхт-I, A-т0-тхн-I	Б-тх-0тн-I, Б-нх-0нт-I
		x10	A-n0-хтн-II, A-т0-хнт-II	Б-тх-тн0-II, Б-нх-нт0-II
	II	x10	A-n0-хтн-I, A-т0-хнт-I	Б-тх-тн0-I, Б-нх-нт0-I
		1x0	A-n0-тхн-I, A-т0-нхт-I	Б-тх-нт0-I, Б-нх-тн0-I
I_5	I	x01	A-n0-хнт-II, A-т0-хтн-II	Б-тх-т0н-II, Б-нх-н0т-II
		1x0	A-n0-тхн-I, A-т0-нхт-I	Б-тх-нт0-I, Б-нх-тн0-I
	II	x01	A-n0-хнт-II, A-т0-хтн-II	Б-тх-т0н-II, Б-нх-н0т-II
		1x0	A-n0-тхн-I, A-т0-нхт-I	Б-тх-нт0-I, Б-нх-тн0-I
I_6	I	1x0	A-n0-тхн-I, A-т0-нхт-I	Б-тх-нт0-I, Б-нх-тн0-I
		x10	A-n0-хтн-I, A-т0-хнт-I	Б-тх-тн0-I, Б-нх-нт0-I
	II	10x	A-n0-тнх-II, A-т0-нтх-II	Б-тх-н0т-II, Б-нх-т0н-II
		01x	A-n0-нтх-I, A-т0-тнх-I	Б-тх-0нт-I, Б-нх-0тн-I

на ЭВМ применительно к схемам, содержащим ТДМ второго типа.

В табл. 3 представлены кинематические схемы двухпоточных ГМП, исключающие возможность передачи мощности от турбинного колеса к насосному при работе ДПП в нормальном режиме. Таблица содержит 12 схем, отличающихся алгоритмами расчета. Каждая схема представлена в двух вариантах, имеющих разные типы ТДМ, но единый алгоритм расчета (с учетом корректировки значения k).

Для анализа работы двухпоточных ГМП предлагается использовать алгоритмы, разработанные применительно к ТДМ второго типа. При исследовании передачи с ТДМ первого типа следует использовать его аналог.

Выводы

1. Для двухпоточной гидродинамической передачи простейшего типа, состоящей из гидротрансформатора и дифференциального механизма, созданы 48 теоретически возможных вариантов кинематической схемы (по 24 варианта для каждого из типов дифференциала).

2. Определены 24 варианта кинематической схемы двухпоточной гидродинамической передачи, обеспечивающих работу гидротрансформатора в режиме передачи мощности от насосного колеса к турбинному колесу.

3. При выполнении расчетов для анализа работы двухпоточной гидродинамической передачи применительно к 24 кинематическим схемам могут быть использованы 12 алгоритмов, разработанных для одного из типов дифференциального механизма. Результаты расчетов не изменятся, если вместо дифференциального механизма второго типа использовать механизм первого типа, поменяв в схеме местами водило и эпицикл и увеличив на единицу значение конструктивного параметра.

Литература

1. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 272 с.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
3. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин / Под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
4. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.
5. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Дмитриев М.И. Кинематический анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 10–15.

Кинематические схемы двухпоточных ГМП

Дифференциал на выходе

Схема 1

А-н0-нхт-II

А-н0-нхт-I

Схема 2

А-н0-тхн-II

А-н0-тхн-I

Схема 3

А-н0-нхт-II

А-н0-нхт-I

Схема 4

А-н0-хтн-II

А-н0-хтн-I

Схема 5

А-т0-хтн-II

А-т0-хтн-I

Схема 6

А-т0-нхт-II

А-т0-нхт-I

Дифференциал на входе

Схема 7

Б-тх-т0н-II

Б-тх-т0н-I

Схема 8

Б-тх-н0т-II

Б-тх-н0т-I

Схема 9

Б-тх-т0н-II

Б-тх-т0н-I

Схема 10

Б-тх-0нт-II

Б-тх-0нт-I

Схема 11

Б-нх-0нт-II

Б-нх-0нт-I

Схема 12

Б-нх-т0н-II

Б-нх-т0н-I

References

1. Krasnen'kov V.I., Vashec A.D. *Proektirovanie planetarnykh mekhanizmov transportnykh mashin* [Design of planetary mechanisms of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 272 p.
2. SHaripov V.M. *Konstruirovanie i raschet traktorov* [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
3. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov YU.P., Harchenko A.P. *Raschet i konstruirovanie gusenichnykh mashin* [Calculation and design of tracked vehicles]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p.
4. Petrov A.V. *Planetarnye i gidromekhanicheskie peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Planetary and hydromechanical gears of wheeled and tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 385 p.
5. SHaripov V.M., SHCHetinin YU.S., Dmitriev M.I. Kinematic analysis of dual-flow hydromechanical gears. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2016. No 12, pp. 10–15 (in Russ.).

KINEMATIC SCHEMES OF DUAL-FLOW HYDROMECHANICAL GEARS

PhD in Engineering **YU.S. SHCHetinin**
 Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
 jsetinin@mail.ru

The subject of this work is related to the solution of issues of improving the design methods of assemblies of transmission of ground traction and transport vehicles. The subject of the study is a dual-flow hydromechanical transmission, which includes a torque converter and a three-link differential mechanism. Structural diagrams of dual-flow transmissions, which are used in transmissions of traction and transport vehicles, are presented. The operational properties of the transmission are largely determined by the kinematic scheme of the mechanism. To select a two-stream transmission scheme in relation to specific operating conditions, it is needed to know the advantages and disadvantages of various schemes, their potential capabilities. The choice of design can be made on the basis of a comparative analysis of the transmission. The aim of the research is to reduce the complexity of the calculations, by reducing the number of analyzed options for the scheme. A two-stream hydrodynamic transmission of the simplest type, consisting of a torque converter and a differential mechanism of the first and second types, is considered. It is shown that for its implementation it is theoretically possible to use 48 different variants of the kinematic scheme. Based on the results of a kinematic analysis of the work of these options, performed analytically using the angular velocity plan of the three-link differential mechanism, 24 kinematic schemes were obtained. There is no power transfer from the turbine wheel of the torque converter to its pump wheel in those schemes. When analyzing the operation of these schemes, it is recommended to use a single calculation algorithm, regardless of the type of differential mechanism used. To do this, all variants of the scheme are combined in 12 groups. Mathematical models for describing the kinematic, power and energy properties of objects of each group are identical.

Keywords: two-stream transmission, hydromechanical transmission, torque converter, kinematic scheme, three-link differential mechanism, analysis of work, design methods.

